

IDENTIFICAREA DINAMICĂ A TURBINELOR HIDRAULICE TANGENȚIALE DE TIP PELTON

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

Ing. Adriana Corina CATANASE

Conducător științific:
Referenți științifici:

prof.univ.dr. Mircea Bărglăzan
prof.univ.dr. Nicolae Vasiliu
prof.univ.dr.ing. Ioan Pop
prof.univ.dr.ing. Victor Bălășoiu

Ziua susținerii tezei: 02.11.2007

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

Prezenta lucrare este rezultatul activității prestate în perioada stagiului ca doctorand fără frecvență la Facultatea de Mecanică din Timișoara.

În ciuda faptului că turbinele Pelton au cunoscut o semnificativă îmbunătățire în ceea ce privește eficiența și fiabilitatea, analiza curgerii prin injectoare și paletele rotorului este încă la nivelul cercetării iar fenomenele fizice implicate sunt departe de a fi pe deplin înțelese și descrise. Analiza teoretică exactă a turbinelor Pelton este îngreunată de câteva particularități ale curgerii, cum ar fi: curgerea jetului liber, curgerea nestaționară cu suprafață liberă pe paletele rotorice și curentul bifazic în carcasă.

Un aspect specific al modelării turbinelor Pelton este faptul că datorită modificării periodice a poziției relative dintre jetul de apă și paleta în formă de cupă, curgerea este nestaționară și cu suprafață liberă.

O cercetare experimentală detaliată a curgerii prin turbină ar putea permite dezvoltarea cunoștințelor necesare pentru o concepție adecvată a turbinei, pentru optimizarea turbinei în vederea determinării randamentelor garantate, etc.

Pentru realizarea unei analize corecte a identificării dinamice a turbinelor Pelton, am îmbinat cercetarea analitică cu cea experimentală. La baza acestor studii și cercetări am folosit mijloace moderne de achiziție și prelucrare a datelor Standul experimental și modelele matematice concepute și realizate pe parcursul derulării studiilor și cercetărilor în vederea atingerii obiectivelor prezentei teze de doctorat, reușesc să satisfac la un bun nivel dezideratele menționate anterior și se constituie într-un mijloc util unor abordări și dezvoltări ulterioare în domeniul studiat.

Pentru realizarea actualei lucrări doresc să aduc alese mulțumiri conducătorului științific, domnului prof. univ. dr. Mircea BĂRGLĂZAN pentru sprijinul și competența îndrumare acordată pe întreaga perioadă a elaborării tezei.

Îmi exprim întreaga considerație față membrii comisiei de doctorat, domnul președinte al comisiei prof. univ. dr. ing. Liviu BERETEU, de la Facultatea de Mecanică din Timișoara și domnii prof.univ.dr. Nicolae VASILIU de la „Politehnica” din București, prof. univ. dr. ing. Ioan I. POP de la Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea Construcții de Mașini și prof. univ. dr. ing. Victor BĂLĂȘOIU de la Facultatea de Mecanică din Timișoara, care au răspuns solicitării de a face parte din comisia de analiză a tezei, pentru observațiile făcute și pentru timpul acordat lucrării.

Nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc foștilor mei profesori de la Facultatea de Mecanică din Timișoara, Catedra de Mașini Hidraulice, și, de asemenea colegilor mei de la Universitatea din Oradea pentru tot sprijinul acordat pe parcursul elaborării acestei teze.

Timișoara, octombrie 2007

Adriana Corina Catanase

Soțului și fiului meu

Catanase, Adriana Corina

Identificarea dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 13, Editura Politehnica, 2007, 238 pagini, 256 figuri, 2 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-514-4

Cuvinte cheie:

turbina Pelton, identificare, semnale sinusoidale, generator de semnale sinusoidale, încercări dinamice, matrici de transer, caracteristici de frecvență

Rezumat:

Obiectul de studiu al tezei de doctorat este evident turbina hidraulică tangențială de tip Pelton și comportarea acesteia în regimuri nestaționare.

Un aspect specific al modelării turbinelor Pelton este faptul că datorită modificării periodice a poziției relative dintre jetul de apă și paleta în formă de cupă, curgerea este nestaționară și cu suprafață liberă.

În literatura de specialitate din ultimii ani se constată o creștere a interesului pentru analiza numerică a jetului provenit din injectorul turbinei Pelton precum și a curgerii nestaționare cu suprafață liberă pe paleta în formă de cupă a turbinei.

În vederea identificării experimentale a turbinei Pelton din instalația de laborator, stațiunea trebuie pregătită pentru măsurători în regim dinamic. Studiul caracteristicilor funcționale ale turbinei Pelton în astfel de regimuri nestaționare a impus proiectarea și realizarea unui stand experimental specific, în care, mai ales pentru măsurătorile în regimuri nestaționare, elementul de bază a fost placa de achiziții.

Pentru realizarea unei analize corecte a identificării dinamice a turbinelor Pelton, am îmbinat cercetarea analitică cu cea experimentală. La baza acestor studii și cercetări am folosit mijloace moderne de achiziție și prelucrare a datelor Standul experimental și modelele matematice concepute și realizate pe parcursul derulării studiilor și cercetărilor în vederea atingerii obiectivelor prezentei teze de doctorat, reușesc să satisfac la un bun nivel dezideratele menționate anterior și se constituie într-un mijloc util unor abordări și dezvoltări ulterioare în domeniul studiat.

CUPRINS

CAPITOLUL 1

STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND FUNCȚIONAREA TURBINELOR HIDRAULICE TANGENȚIALE DE TIP PELTON

1.1 Introducere.....	4
1.2 Analiza jeturilor nestaționare ale turbinelor Pelton.....	6
1.3 Simularea numerică a curgerii în turbinele Pelton.....	9
1.4 Încercări moderne ale turbinelor Pelton.....	15

CAPITOLUL 2

IDENTIFICAREA DINAMICĂ A SISTEMELOR

2.1 Generalități.....	21
2.2 Principiile determinării experimentale a caracteristicilor statice și dinamice ale instalațiilor automatizate.....	22
2.3 Determinarea caracteristicilor dinamice folosind semnale de probă periodice.....	25
2.3.1 Metoda grafo-analitică pentru determinarea funcțiilor de transfer.....	26
2.3.2 Determinarea funcțiilor de transfer prin analiză corelațională.....	35
2.4 Prelucrarea datelor experimentale.....	37
2.5 Determinarea funcțiilor de transfer din caracteristicile de frecvență stabilite experimental.....	40

CAPITOLUL 3

VARIANTE CONSTRUCTIVE PENTRU GENERAREA SEMNALELOR SINUSOIDALE

3.1 Metode de generare a semnalelor sinusoidale.....	45
3.2 Generatorul de semnale sinusoidale.....	59

CAPITOLUL 4

FUNȚII DE TRANSFER PENTRU TURBINA HIDRAULICĂ TANGENȚIALĂ DE TIP PELTON

4.1 Comportarea în regim dinamic a turbinelor Pelton.....	65
4.2 Deducerea funcțiilor de transfer ale hidroagregatelor.....	79

4.2.1 Deducerea funcțiilor de transfer pentru hidroagregatele cu turbine hidraulice cu dublu reglaj.....	92
4.2.2 Deducerea funcțiilor de transfer pentru hidroagregatele cu turbine Pelton.....	94
CAPITOLUL 5	
STAȚIUNEA EXPERIMENTALĂ PENTRU ÎNCERCAREA TURBINELOR DE TIP PELTON	
5.1 Realizarea stațiunii experimentale.....	104
5.2 Echiparea stațiunii pentru măsurători în regim staționar.....	107
5.3 Echiparea stațiunii pentru măsurători în regim dinamic.....	108
5.3.1 Traductoarele și echipamentele de interfață.....	111
5.3.2 Placa de achiziție, calculatorul și pachetul software.....	119
CAPITOLUL 6	
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA ÎN REGIM STAȚIONAR A TURBINEI PELTON	
6.1 Efectuarea măsurărilor în regim staționar.....	123
6.2 Trasarea curbelor caracteristice ale turbinei Pelton.....	126
6.3 Determinarea momentului de inerție al agregatului cu turbină Pelton.....	129
6.4 Determinarea ecuației dinamice în timp a turbinei Pelton pe baza măsurărilor în regim staționar.....	131
6.5 Determinarea coeficienților funcției de transfer a turbinei Pelton.....	137
CAPITOLUL 7	
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA ÎN REGIM DINAMIC A TURBINEI PELTON	
7.1 Efectuarea măsurărilor în regim dinamic.....	143
7.2 Identificarea dinamică a turbinei Pelton.....	144
CONCLUZII	181
CONTRIBUȚII ADUSE PRIN TEZA DE DOCTORAT	186
BIBLIOGRAFIE	188

CAP.1 STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND FUNCȚIONAREA TURBINELOR HIDRAULICE TANGENȚIALE DE TIP PELTON

1.1 INTRODUCERE

Turbina Pelton este o turbină hidraulică cu acțiune, o mașină eficientă mai ales în zona căderilor mari. Rotorul este format dintr-un disc circular care are dispuse la distanțe egale, pe periferia sa, un număr de palete în formă de cupă dublă, [1.1], [1.2]. Unul sau mai multe injectoare sunt montate astfel încât direcția fiecărui jet să fie tangență la cercul ce trece prin centrul paletei în formă de cupă.

Fiecare cupă are o muchie tăietoare care împarte jetul în două părți egale ce curg apoi după suprafața interioară a cupei. Această suprafață interioară este foarte netedă și, de asemenea, fluidul părăsește cupa având viteza relativă de direcție aproape opusă cu cea a jetului inițial.

Tăietura în zona exterioară a ieșirii pentru fiecare cupă previne interceptia prea rapidă a jetului provenit de la cupa anterioară și de asemenea evită devierea fluidului spre centrul rotorului atunci când cupa întâlnește prima dată jetul.

Momentul maxim, respectiv forța maximă care pune în mișcare de rotație rotorul, se obțin în cazul în care cupa poate devia curentul de fluid cu 180° . În practică, devierea este limitată la aproximativ 165° pentru ca fluidul ce părăsește o cupă să nu izbească spatele cupei următoare.

Trebuie specificat că fluidul umple cupa doar parțial și acesta rămâne în contact cu atmosfera. Deci, odată ce jetul este produs de injector, presiunea statică a fluidului este cea atmosferică în toată turbina. De asemenea, în cazul turbinelor

8 Studii și cercetări privind funcționarea turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton -1

Pelton, în timp ce fluidul părăsește paleta cu o viteză relativă mare, viteza sa absolută este mică, deci o mică parte din energia cinetică este risipită.

Una din mărimile importante cu privire la funcționarea turbinelor hidraulice este gradul de reacțiune al turbinei, definit de relația:

$$\bar{R} = \frac{p_1 - p_2}{\rho \cdot g \cdot H_T} \quad (1.1)$$

În care p_1 și p_2 sunt presiunile apei înainte și după rotorul turbinei. Gradul de reacțiune este adimensional și caracterizează modul de funcționare al turbinei din punctul de vedere al interacțiunii dintre curentul lichid și suprafața solidă a rotorului. Deoarece turbinele tangențiale de tip Pelton funcționează la presiune atmosferică, $p_1 = p_2$, și deci conform relației (1.1) au $\gamma = 0$, adică gradul de reacțiune este nul, fiind turbine cu acțiune.

De obicei arborele turbinelor Pelton este orizontal, caz în care nu se folosesc mai mult de două jeturi. Pentru cazurile cu arbore vertical, se pot folosi până la șase injectoare. Indiferent de soluția aleasă, injectoarele nu trebuie montate aproape unele față de celelalte pentru ca jeturile produse de ele să nu interfereze.

Momentul transmis de către fluid paletei se determină din ecuația momentului impulsului și este de asemenea necesar să se determine viteza de variație a acestuia. Ecuația momentului impulsului este:

$$\frac{d\vec{L}}{dt} = \sum \vec{M}_e \quad (1.2)$$

care scrisă dezvoltat este:

$$\frac{d}{dt} \int_V (\vec{r} \times \rho \vec{v}) dvol = \int_V (\vec{r} \times \rho \vec{f}) dvol + \int_S (\vec{r} \times \vec{t}) da \quad (1.3)$$

cu \vec{f} forța masică specifică ce acționează asupra particulei iar \vec{t} este tensiunea sau intensitatea forțelor superficiale ce acționează asupra unui element de arie din suprafața ce delimitează volumul de control ce conține rotorul turbinei.

Forța rezultantă corespunzătoare modificării cantității de mișcare a fluidului poate avea orice direcție, dar trebuie specificat că doar componenta acesteia în direcția mișcării rotorului produce rotația. Deci interesează modificarea impulsului pe o direcție tangențială cu periferia rotorului. Această direcție este cunoscută uzual ca fiind direcția vârtejului.

Proiectarea rotorului turbinei Pelton, precum și a paletelor presupune cunoscute căderea turbinei H_T și puterea stereomecanică P_s sau debitul Q al turbinei. De asemenea, în proiectarea rotorului turbinelor Pelton, au o deosebită importanță doi parametri, și anume: raportul dintre lățimea cupei și diametrul jetului și raportul dintre diametrul rotorului și diametrul jetului. Dacă lățimea cupei este prea mică în raport cu diametrul jetului atunci fluidul nu este deviat lin de către cupă și, în consecință, o mare parte din energie este disipată datorită turbulenței și randamentul scade considerabil. Pe de altă parte, dacă lățimea cupei este prea mare, pierderile prin frecare pe suprafața cupei sunt nejustificat de mari. Valoarea optimă a raportului dintre lățimea cupei și diametrul jetului a fost determinată ca fiind între 2,8 și 4, [4.1]. Raportul dintre diametrul rotorului și diametrul jetului are în practică o valoare cuprinsă între 10 și 18. De remarcat este valoarea minimă a acestui raport. Valori mai mici implică deopotrivă un spațiu prea mic între cupe și prea multe cupe folosite pentru întregul jet. De obicei, pentru acest raport nu se impune o limită superioară, dar cu cât acesta este mai mare, cu atât mai voluminoasă este instalația.

Astfel, turbina Pelton este eficientă și fiabilă în zona căderilor mari. Pentru a dezvolta o putere la ieșire dată în condițiile unor căderi mici, ar fi necesară o creștere a debitului, deci, în consecință, o creștere a diametrului jetului. Este adevărat că o creștere a debitului se poate face și prin utilizarea a mai multor jeturi, dar numărul acestora este limitat la patru sau, ocazional, șase jeturi. Creșterea diametrului jetului atrage după sine creșterea diametrului rotorului, care, împreună cu reducerea vitezei jetului și a paletelor cauzată de scăderea căderii, duce la obținerea unei mașini voluminoase și lente. Din acest motiv, pentru căderi mai mici sunt recomandate turbinele cu reacțiune.

În ciuda faptului că turbinele Pelton au cunoscut o semnificativă îmbunătățire în ceea ce privește eficiența și fiabilitatea, analiza curgerii prin injectoare și paletele rotorului este încă la nivelul cercetării iar fenomenele fizice implicate sunt departe de a fi pe deplin înțelese și descrise. Analiza teoretică exactă a turbinelor Pelton este îngreunată de câteva particularități ale curgerii, cum ar fi: curgerea jetului liber, curgerea nestaționară cu suprafață liberă pe paletele rotorice și curentul bifazic în carcasă.

Un aspect specific al modelării turbinelor Pelton este faptul că datorită modificării periodice a poziției relative dintre jetul de apă și paleta în formă de cupă, curgerea este nestaționară și cu suprafață liberă.

O cercetare experimentală detaliată a curgerii prin turbină ar putea permite dezvoltarea cunoștințelor necesare pentru o concepție adecvată a turbinei, pentru optimizarea turbinei în vederea determinării randamentelor garantate, etc. Cercetarea și dezvoltarea turbinelor Pelton au la bază studii experimentale și câteva studii analitice și grafice.

În literatura de specialitate din ultimii ani se constată o creștere a interesului pentru analiza numerică a jetului provenit din injectorul turbinei Pelton precum și a curgerii nestaționare cu suprafață liberă pe paleta în formă de cupă a turbinei. Pe plan internațional, în „Proceedings of IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation”, există preocupări intense și recente în ceea ce privește simularea numerică a curgerii în turbine Pelton. De cele mai multe ori, simularea numerică este coroborată cu analiza experimentală. Lucrările sunt publicate la ultimele Simpozioane IAHR, for deosebit de prestigios în domeniul cercetării de vârf din Mașinile Hidraulice.

În acest capitol, pe baza literaturii de specialitate, voi prezenta câteva aspecte specifice funcționării turbinelor Pelton și, de asemenea, stadiul actual al cercetării și dezvoltării turbinelor Pelton.

1.2 ANALIZA JETURILOR NESTAȚIONARE ALE TURBINELOR PELTON

Comportarea jeturilor nu a fost investigată doar la turbinele Pelton. Lungimea pe care jetul își menține continuitatea (numită lungime de amestec sau lungime de dispersie) a fost investigată, între alții, de Phinney (1973). El a extins teoria stabilității jetului staționar, derivată din teoria lui Weber, la jeturile turbulente. Hoyt (1977) a observat suprafața complicată a jetului utilizând fotografierea rapidă. A arătat că instabilitatea apare la jeturile de apă la numere Re mari. Având în vedere că viteza jetului de apă la ieșirea din injectorul turbinei Pelton din stațiunea

experimentală pe care am investigat-o este în jur de 28 m/s, se obțin numere Re de aproximativ 300000.

Instabilitatea include: curgerea axisimetrică de tranziție de la regimul laminar la cel turbulent la ieșirea din ajutoraj, forma pulverizată ce apare ca punct culminant al perturbațiilor simetrice, și, mai departe, în aval, perturbațiile elicoidale, care se propagă în întregul jet.

În ceea ce privește jeturile turbinelor Pelton, distribuția vitezelor în jet și comportarea acestuia în aval de ajutorajul injectorului, este influențată de mai mulți factori.

În acest subcapitol se vor pune în evidență câteva aspecte legate de analiza numerică a jeturilor din injectoarele turbinelor Pelton, fiind tratate separat curgerea cu suprafață liberă în aval de ajutorajul turbinei și curgerea nestaționară cu suprafață liberă pe paleta în formă de cupă a turbinei.

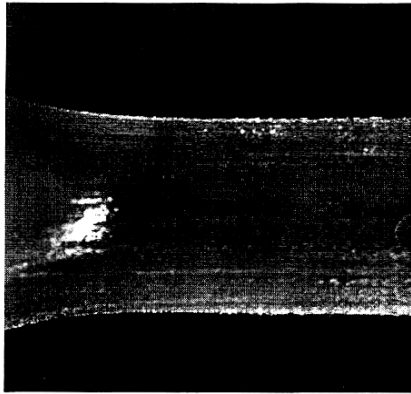
Injectorul turbinei Pelton, având rolul de a conduce vâna de apă asupra rotorului și de a regla debitul, este construit din două profile conjugate, ac – ajutoraj, a căror formă și poziție relativă trebuie să asigure condițiile unei funcționări optime. Aceasta înseamnă că, pentru o variație apreciabilă a debitului, la ieșirea din injector trebuie realizată o vână compactă, de structură uniformă și afectată de pierderi minime.

Structura vânei poate fi studiată prin explorarea secțiunii acesteia, la diferite distanțe de ajutoraj cu ajutorul unor sonde speciale, cunoscute fiind sondele Pitot-Prandtl și, mai recent, cu ajutorul Laser Doppler Anemometry (LDA), sau cu Particle Image Velocimetry (PIV), [1.3], [1.4], [1.5].

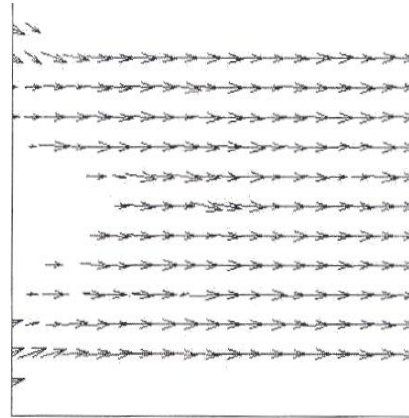
Particle Image Velocimetry este o tehnică de vizualizare cantitativă a curgerii ce permite măsurători, de asemenea cantitative, ale întregului câmp de viteze. Laser Doppler Anemometry este o metodă punctuală, incapabilă să vizualizeze structura spațială instantanee a curentului de fluid. Cu alte cuvinte, PIV măsoară atât în bidimensional cât și în tridimensional, pe când cu LDA se măsoară doar punctual.

În general, tehnica LDA a fost dezvoltată în ultimii ani ca o metodă foarte eficientă în măsurările curgerii, fiind nedestructivă, cu timp de rezoluție foarte bun, proprietăți care au dus la utilizarea ei în investigarea curgerilor nestaționare și turbulente.

Spre exemplificare, în fig.1.1 a și fig.1.1 b sunt prezentate imaginea jetului și respectiv câmpul vectorilor viteză la ieșirea din ajutoraj, pentru o cădere de 50 m și un debit de $0,0107 \text{ m}^3/\text{s}$.



a. Imaginea jetului



b. Câmpul vectorilor viteză

Fig.1.1 Imaginea jetului și vectorii viteză la ieșirea din ajutoraj.

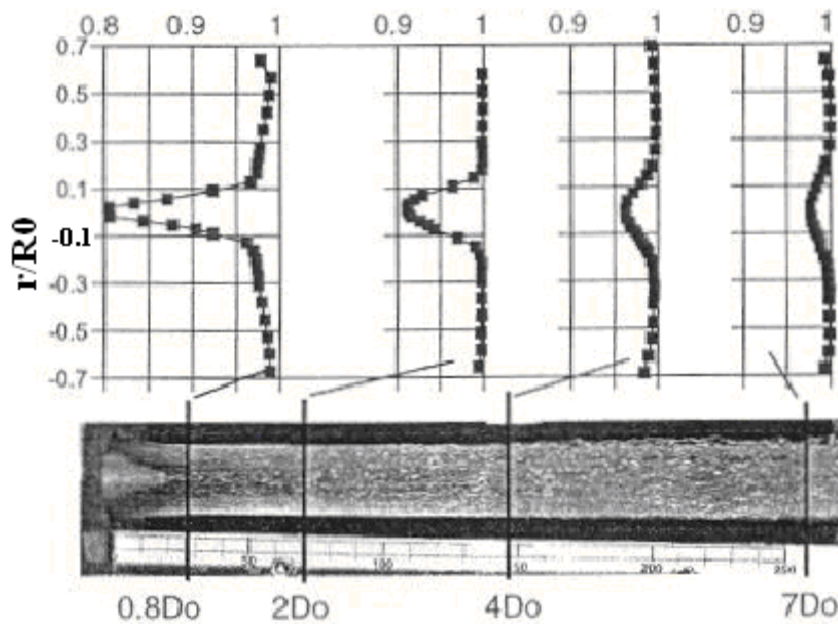


Fig.1.2 Distribuția vitezelor axiale în jet.

În fig.1.2 se prezintă distribuția vitezelor axiale în jet, pentru o cădere de 30 m și o cursă relativă a acului injector, $s/D_0 = 0,44$, cu s – cursa acului injector și D_0 – diametrul jetului.

Scăderea vitezei la axa jetului se produce datorită dărei lăsate de suprafața acului. Aceasta se manifestă chiar și la o distanță de 4 până la $7D_0$, unde este prezentă și cupa turbinei Pelton, și influențează transferul energetic dintre jet și paletă.

Din curbele de repartiție a vitezelor reprezentate în fig.1.2 se remarcă, din punct de vedere calitativ, următoarele aspecte: uniformitatea acceptabilă a vitezei în vână la ieșirea din injector, încetinirea straturilor interne din cauza acului (mai accentuată la deschideri mici), încetinirea straturilor exterioare, cu atât mai accentuată cu cât secțiunea respectivă se îndepărtează de injector (vâna sfârșește prin a se împrăștia, deoarece energia cinetică se disipează).

Cunoscând aceste curbe $v = f(r)$, prin integrare grafică se poate determina pentru fiecare caz în parte:

$$\text{- debitul: } Q = \int_0^R 2\pi \cdot v r dr \quad (1.4)$$

$$\text{- energia cinetică: } W_c = \int_0^R \frac{v^2}{2} dm, \quad dm = 2\pi \cdot r v \frac{\gamma}{g} dr$$

$$\text{sau: } W_c = 2\gamma\pi\sqrt{2g} \int_0^R r H^3 / 2 dr \quad (1.5)$$

Energia cinetică disponibilă a vânei scade destul de repede cu depărtarea de ajutoraj, datorită turbulenței, vâscozității și frecării cu aerul înconjurător.

Urmează examinarea curgerii în interiorul paletii în formă de cupă a turbinei Pelton. Există în literatura de specialitate câteva metode teoretice pentru a calcula vitezele în diferite puncte ale paletii, însă acestea ar trebui validate experimental.

În turbinele Pelton, diferite de cele cu reacțiune, rotorul prevăzut cu palete în formă de cupă, se rotește la presiune atmosferică și, paletele sale pătrund succesiv într-un jet liber cilindric provenit dintr-un ajutoraj. Mai mult, condițiile de la intrare, adică debitul, unghiul de incidență al curgerii și viteza la paleta rotorului, variază cu unghiul de rotație al rotorului relativ la jetul staționar. În rotor, jetul liber este

nestaționară, și variază cu unghiul de rotație al rotorului, cu debitul și cu forma și lățimea jetului liber.

Ca și studii analitice pot fi amintite [1.6], [1.7]. În aceste lucrări s-a definit poziția particulelor de apă prin unghiuri infinitesimale ale paletelor în raport cu jetul și, printr-o multitudine de imagini, s-a reconstituit curgerea pe paletă ca într-un desen animat. Cu aceeași metodă s-a determinat și unghiul de deviere a jetului către paletă.

Pentru validări experimentale, în [1.8], [1.9], cu ajutorul PIV (Particle Image Velocimetry) au fost posibile măsurători în diferite poziții ale cupei, la diferite puncte de funcționare. Forma paletelor și câmpul de viteze pe aceasta sunt prezentate în fig.1.3.

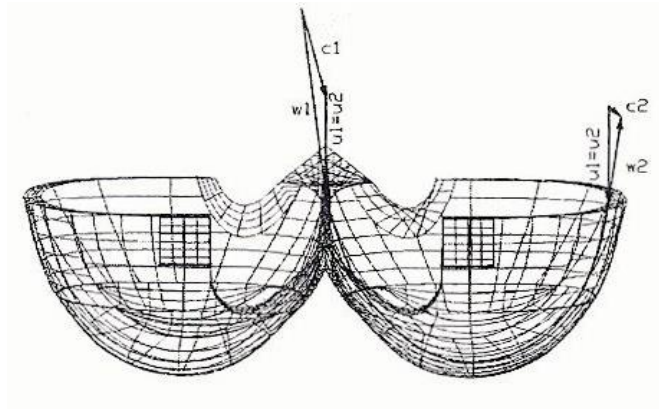


Fig.1.3 Componentele vitezei la intrarea și ieșirea din cupa turbinei Pelton.

Apa care iese de pe paletă este observată cu claritate și, de asemenea, apa împrăștiată de paleta anterioară. Din cele două imagini astfel obținute poate fi calculat câmpul vitezelor. Acest câmp este rezultatul unei postprocesări complexe, cu ajutorul unor algoritmi de mediere.

1.3 SIMULAREA NUMERICĂ A CURGERII ÎN TURBINELE PELTON

O problemă de mare interes pentru producători este de a prevedea cu exactitate performanțele mașinilor hidraulice, cum ar fi randamentul sau comportarea dinamică în diferite puncte de funcționare. Proiectarea turbinelor Pelton se bazează în principal pe know-how și pe încercări experimentale, [1.27].

Totuși, într-o piață extrem de competitivă a turbinelor hidraulice, sunt greu de determinat, în timp scurt, performanțele garantate. Aceasta înseamnă că, o predicție cu acuratețe a turbinelor Pelton prin simulare numerică ar reduce timpul pentru faza de proiectare. Pentru aceasta este necesară cunoașterea mecanismelor care stau la baza curgerilor cu suprafață liberă.

Ecuțiile fundamentale ale curgerii fluidelor sunt ecuația de continuitate, ecuația cantității de mișcare și ecuația transferului de energie cinetică, cunoscute din Mecanica fluidelor.

Având în vedere funcționarea turbinelor Pelton și prezența jetului liber la ieșirea din injector, se va prezenta în continuare formularea ecuațiilor fundamentale din Mecanica fluidelor pentru curgerile bifazice, care stau la baza unei abordări moderne a modelării numerice a jeturilor.

Astfel, există două metode pentru reprezentarea curgerilor bifazice, și anume: metoda euleriană și metoda lagrangiană, descrise pe larg în [1.10], [1.11].

Prima metodă consideră fiecare fază ca o continuitate și se scriu ecuațiile Navier-Stokes pentru fiecare fază în parte, cu condițiile la limită corespunzătoare. În ecuațiile de transport, informațiile dintre faze sunt transferate prin termenii de transfer ai cantității de mișcare, energiei și masei.

Cea de-a doua metodă mai este numită și metoda curgerilor dispersate. Conceptul ei de bază constă în aceea că, una din faze, de exemplu apa, la trecerea prin cealaltă fază, de exemplu aerul, se dispersează, ceea ce implică apariția unei forțe de interacțiune între faze.

Metodele euleriene conțin două modele principale, folosite pentru modelarea curgerilor cu suprafață liberă, și anume: modelul multi-fluid și modelul bifazic omogen. Diferența dintre cele două modele constă în aceea că primul presupune un

câmp de soluții pentru fiecare fază iar cel de-al doilea model presupune că, pentru fiecare fază, câmpurile de soluții sunt identice.

De asemenea, se are în vedere modelul Volumului de Fluid (VOF), care consideră că aceste curgeri cu suprafață liberă nu sunt dintr-o singură fază. Pe lângă ecuațiile fundamentale amintite la începutul subcapitolului, metoda include și ecuația advecției fluidului la trecerea prin domeniul modelat.

Primele simulări numerice ale curgerilor cu suprafață liberă în turbinele Pelton au fost realizate la începutul anilor 90, grație dezvoltării metodei Volumului de Fluid, (VOF), de către Hirt și Nichols la începutul anilor 80. Astfel, primul studiu legat de simularea curgerii în turbinele Pelton este prezentat în [1.12].

Datorită modificării periodice a poziției relative dintre jetul de apă și paleta în formă de cupă, după cum se arată și în fig.1.4, curgerea este nestaționară și cu suprafață liberă și eficiența transformării energetice depinde de structura curentului pe paletă și, în consecință de proiectarea cât mai bună a acesteia.

Pentru modelarea numerică a jetului provenit din injectorul turbinei Pelton, în ipoteza curgerii axisimetrice și fără vârtej și în ipoteza neglijării forțelor masice specifice, ecuațiile care guvernează acest tip de curgere sunt ecuația de continuitate și ecuația Navier-Stokes, [1.13], [1.14].

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{\partial v_z}{\partial z} &= 0 \\ \frac{\partial v_z}{\partial t} + \frac{\partial v_z^2}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_z v_r) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} - \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) \right] \\ \frac{\partial v_r}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r^2) + \frac{\partial}{\partial z} (v_z v_r) &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \end{aligned} \quad (1.6)$$

Pentru rezolvarea ecuațiilor anterioare se introduc următoarele condiții la limită:

- la intrarea în injector: $v_z = \text{const.}$, $v_r = 0$
- la axă: $\frac{\partial v_z}{\partial r} = 0$, $v_r = 0$
- la pereții solizi ai ajutorului și acului injector: $v_z = 0$, $v_r = 0$
- pe suprafața liberă: $\frac{\partial v_z}{\partial r} = 0$, $\frac{\partial v_r}{\partial r} = 0$, $p = p_{at}$

În relațiile anterioare s-au folosit următoarele notații: p – presiunea, ρ – densitatea apei, ν – vâscozitatea cinematică, r, z – coordonatele radiale și respectiv axiale, v_r, v_z – componentele vitezei după cele două coordonate.

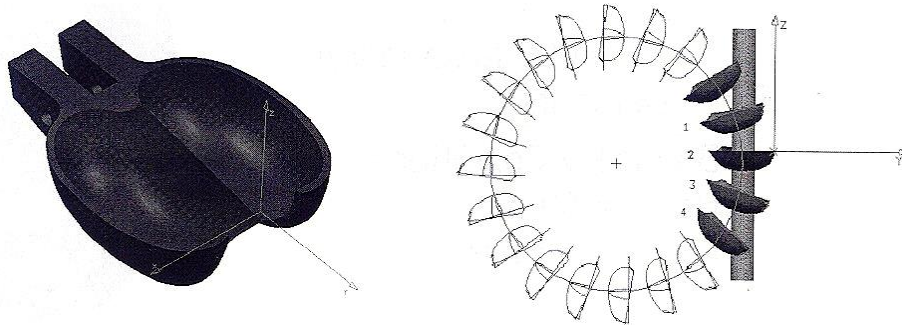


Fig.1.4 Poziția jetului față de paletelile turbinei Pelton, [1.11]

Cu ajutorul programului Femlab, ce lucrează sub mediul Matlab 6.2, am investigat repartitia de viteze în interiorul jetului la diferite deschideri ale acului injector.

Cele trei ecuații le-am rezolvat utilizând metoda diferențelor finite, folosind o rețea rectangulară pentru o reprezentare convenabilă a suprafeței libere. Rețeaua de elemente finite utilizată este prezentată în fig.1.5. Numărul ochiurilor de rețea care variază cu poziția suprafeței libere este de aproximativ 50000.

Rezultatele pe care le-am obținut în urma simulării numerice sunt pentru cinci poziții diferite ale acului injector. Cursa acului este de 15 mm. Poziția complet deschisă a ajutorului corespunde retragerii maxime a injectorului în ajutoraj.

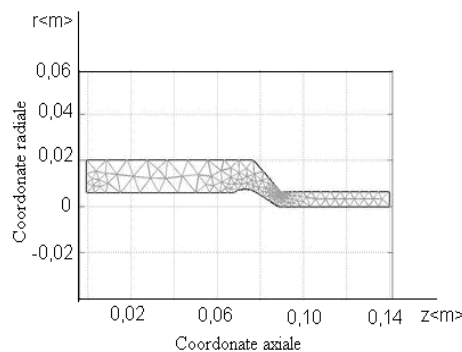


Fig.1.5 Rețeaua de elemente finite utilizată

În fig.1.6 este prezentat rezultatul analizei numerice pentru una din pozițiile acului injector. În fig.1.7, pentru căderea $H = 50$ m și poziția acului injector la $s/s_{\max} = 0,2$, se determină distribuția vitezelor axiale în jet, în diferite secțiuni ale acestuia, în aval de ajutoraj. Secțiunile respective se află la $1D_0$ și $2D_0$ de ajutoraj, în care D_0 este diametrul jetului.

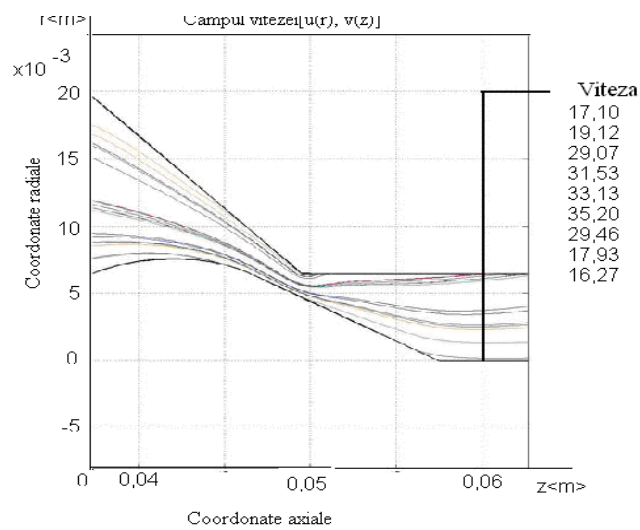


Fig.1.6 Repartiția vitezei pentru $s/s_{\max} = 0,2$

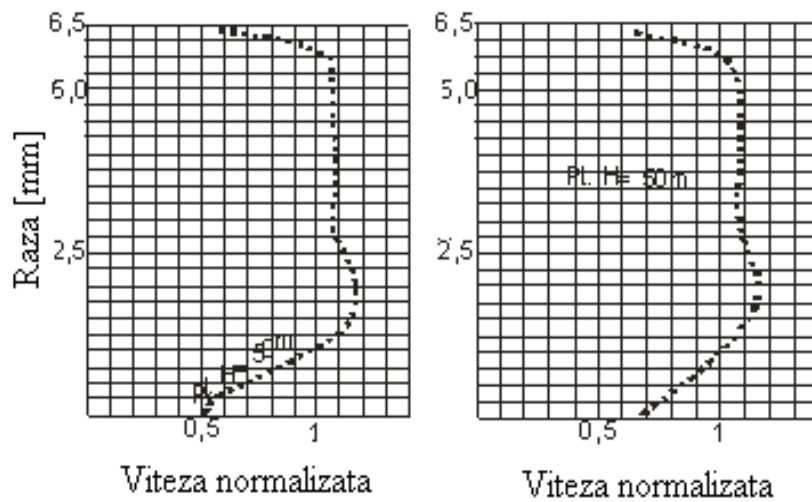


Fig.1.7 Distribuția vitezelor axiale în jet

Deci, modificarea debitului este cauzată de modificarea poziției acului injector, ce produce schimbarea repartiției de viteze, fapt prezentat în fig.1.6. Se observă că există o regiune în jet, cu viteză mică, în apropierea axei, care are legătură cu scăderea deschiderii acului injector, urmărind fig.1.7.

Din curbele de repartiție a vitezelor se remarcă, din punct de vedere calitativ, următoarele aspecte: uniformitatea acceptabilă a vitezei în vână la ieșirea din injector, încetinirea straturilor interne din cauza acului (mai accentuată la deschideri mici), încetinirea straturilor exterioare, cu atât mai accentuată cu cât secțiunea respectivă se îndepărtează de injector (vâna sfârșește prin a se împrăști, deoarece energia cinetică se disipează).

În [1.15], având în vedere rezultatele obținute prin analiza numerică a jetului, am propus o expresie pentru distribuția vitezei axiale în jetul liber, de forma unei funcții polinomiale de gradul 3. Expresia propusă ia în considerare modificarea vitezei atât după axa jetului cât și după raza acestuia. Datorită faptului că polinomul modelează cu o bună aproximație distribuția vitezei doar la axa jetului și în intervalul [2, 4] mm, în continuare propun pentru variația vitezei o funcție de forma unui polinom de gradul 5. Însă, funcția propusă ține cont doar de variația vitezei în funcție de raza jetului în aval de injectorul turbinei Pelton.

Astfel, pe baza rezultatelor din fig.1.7 și folosind regresia polinomială, se obțin, pentru fiecare din cele două poziții axiale, aflate la $1D_0$ și $2D_0$ în aval de ajutoraj, polinoamele care aproximează cel mai bine distribuția vitezei în jet, în funcție de raza jetului.

$$v(r) = 0,566 - 0,172r + 0,714r^2 - 0,362r^3 + 0,068r^4 - 4,461 \cdot 10^{-3}r^5, \text{ pentru } z = 1D_0$$

$$v(r) = 0,692 - 0,11r + 0,291r^2 - 0,183r^3 + 0,038r^4 - 2,603 \cdot 10^{-3}r^5, \text{ pentru } z = 2D_0. \quad (1.7)$$

Cele două funcții sunt reprezentate în fig.1.8.

20 Studii și cercetări privind funcționarea turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton -1

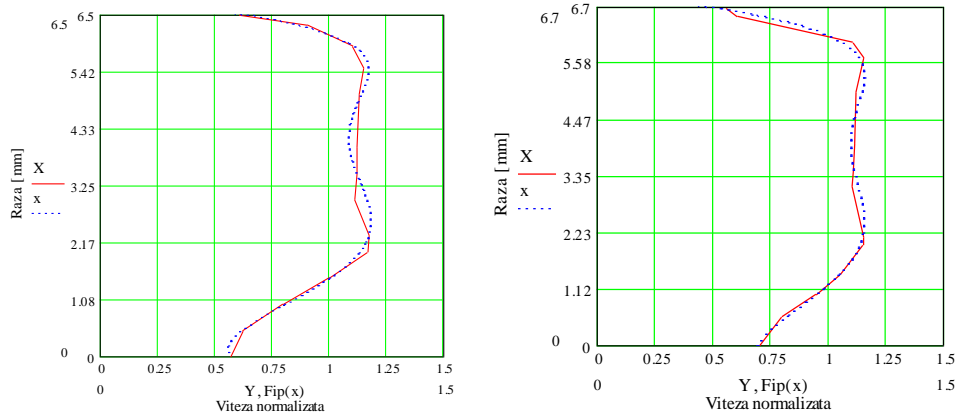


Fig.1.8 Distribuția vitezei calculate, la $1D_0$ și $2D_0$ aval de ajutoraj.

Deoarece coeficienții de corelație R pentru cele două cazuri sunt 0,988 și respectiv 0,981, se poate spune că formulele obținute de regresia polinomială sunt adecvate punctelor date, coeficienții fiind apropiați de 1.

Pentru simularea curgerii în paletelor turbinelor Pelton se remarcă lucrările [1.16], [1.17], în care, cu ajutorul metodei VOF și modelului bifazic omogen, sunt prezentate dificultățile calculului numeric al curgerii cu suprafață liberă într-o paletă Pelton 2D. Se remarcă modelul numeric, în care, pentru simplificarea calculului au fost introduse câteva limitări cum ar fi: se presupune o curgere staționară în paleta fixă, nu sunt luate în considerare forțele centrifuge și forțele Coriolis, nu este modelată pătrunderea aerului în jet și, de asemenea, tensiunile la suprafața liberă nu sunt modelate.

Totuși, modelul s-a dovedit practic pentru analiza curgerii în turbina Pelton și a reprezentat un pas important pentru extinderea simulării la curgerile nestaționare cu suprafață liberă, [1.18].

De asemenea, următorul pas a fost confruntarea simulării numerice cu cercetările experimentale. În [1.19] este prezentată o metodă de analiză bazată pe un caz simplu, devierea unui jet de către o placă plană. Studiul a continuat cu [1.10] și [1.20], în care sunt prezentate analize experimentale și numerice a curgerii în paletelor unei turbine Pelton aflate în mișcare de rotație. Partea experimentală se bazează pe distribuția presiunilor în interiorul paletii și pe vizualizarea curgerii iar simularea numerică folosește modelul bifazic omogen,

considerând că traiectoriile relative ale jetului și viteza relativă se modifică odată cu rotația rotorului.

Cele mai noi aplicații în domeniul turbinelor hidraulice se referă la simularea numerică a curgerii în paletele turbinelor Pelton luând în considerare vâscozitatea în ecuațiile Navier-Stokes. Natura nestaționară a curgerii, curentul bifazic în carcasă și geometria rotitoare fac din aceasta o provocare pentru orice cod CFD. În [1.21] a fost prezentată cu succes o aplicație a metodei VOF pe paleta Pelton folosind rețelele în mișcare. Studiul este continuat în [1.22] cu validarea simulării numerice prin măsurători. Este pusă în evidență în special distribuția de presiuni pe spatele paletei.

În literatura de specialitate, analiza numerică însoțită de o analiză experimentală este realizată atât pentru distribuitor și injector cât și pentru jetul liber obținut la ieșirea din injector.

Astfel, sunt menționate [1.23], [1.24] în care sunt analizate curgerile în distribuitor și injector, și [1.25], [1.26] în care este studiat jetul. În toate aceste lucrări sunt utilizate deopotrivă metoda Volumului de Fluid și validarea experimentală.

În distribuitor și injector este realizată simularea pentru a înțelege caracteristicile curgerii și pentru a da informații despre mecanismele curgerii care dau forma jetului. Ca rezultat al acestei simulări, sunt arătate câteva efecte importante în curgerea prin aceste componente, cum ar fi prezența curgerilor secundare în distribuitor, distribuția vitezelor la ieșirea din ajutor și prezența energiei cinetice turbulente la ieșirea din ajutor, care reprezintă intrarea în jet.

1.4 ÎNCERCĂRI MODERNE ALE TURBINELOR PELTON

În toate etapele de dezvoltare ale turbinelor Pelton, concepția acestora s-a bazat pe cercetările experimentale. O parte din aceste cercetări au fost menționate în subcapitolele anterioare. O altă parte a încercărilor este legată de estimarea randamentului și duratei de viață a turbinelor Pelton sau de determinarea rezistenței la rupere datorate oboselii sau coroziunii. Aceste măsurători se bazează pe determinarea câmpului de presiuni în paletele turbinei, [1.29]. De asemenea,

acestea au dus la îmbunătățirea concepției turbinei și la apariția unui nou tip de rotor, și anume rotorul fretat, [1.28].

O nouă abordare în proiectarea rotoarelor de turbină Pelton este bazată pe redistribuirea funcțiilor între cupe și frete, ceea ce permite minimizarea tensiunilor și redistribuirea eficientă a acestora. Aceasta combină avantajele realizării practice cu cele din punct de vedere mecanic, fără a fi nevoie de modificări din punct de vedere hidraulic.

Noul rotor se bazează pe separarea funcțiilor la nivelul cupei, permițând o nouă distribuție a forțelor. La rotorul clasic, cupele au două funcții, și anume: să transforme energia cinetică a jetului într-o forță tangențială și să transmită rotorului momentul generat de această forță.

Noul rotor separă aceste funcții, și anume: cupa transformă energia cinetică într-o forță tangențială, însă, transformarea acestei forțe în moment este datorată fretelor (inelelor) în care sunt așezate cupele. Această decuplare permite apariția forțelor prin componente specifice în direcția dorită.

Se observă astfel o preocupare deosebită legată de proiectarea rotoarelor de turbină Pelton. Au fost dezvoltate programe care să îmbine în tehnologia turbinelor atât aspectele tehnice cât și cele economice. Spre exemplu, în [1.30] pentru îmbunătățirea proiectării rotoarelor se urmărește creșterea randamentului hidraulic și de asemenea controlul tensiunilor ce se manifestă asupra paletelor în timpul funcționării.

O altă direcție de dezvoltare a investigațiilor experimentale legate de funcționarea turbinelor Pelton se referă la distribuția vitezelor în jet și comportarea acestuia în aval de ajutorul injectorului. Dezvoltarea tehnicilor de măsurare cu laser, cum sunt Laser Doppler Anemometry (LDA) sau Particle Image Velocimetry (PIV) au permis aprofundarea acestor cercetări.

Astfel, este abordată o metodă modernă de măsurare, cu anemometru cu efect Doppler cu laser, LDA, folosită în investigarea jetului liber provenit din ajutorul unei turbine Pelton, [1.33].

S-a demonstrat, printr-un aranjament optic special utilizat pentru măsurătorile atât în conductă cât și în jet, că tehnica LDA este un instrument foarte folositor pentru investigarea unor astfel de curgeri.

Deoarece are un caracter puternic nestaționar, jetul cu suprafață liberă la ieșirea din ajutoraj este una din componentele care afectează randamentul turbinei. Calitatea jetului este asociată cu caracteristica și stabilitatea jetului. În timp ce la jetul ideal se presupune o distribuție uniformă a vitezei în secțiunea transversală și nu apar curgeri secundare, jetul real cu suprafață liberă are o structură complexă a curentului, datorată curgerii neuniforme la intrarea în ajutoraj și interacțiunii cu aerul. Este afectată astfel și curgerea pe paleta turbinei.

Instalația experimentală este prezentată în fig.1.9.

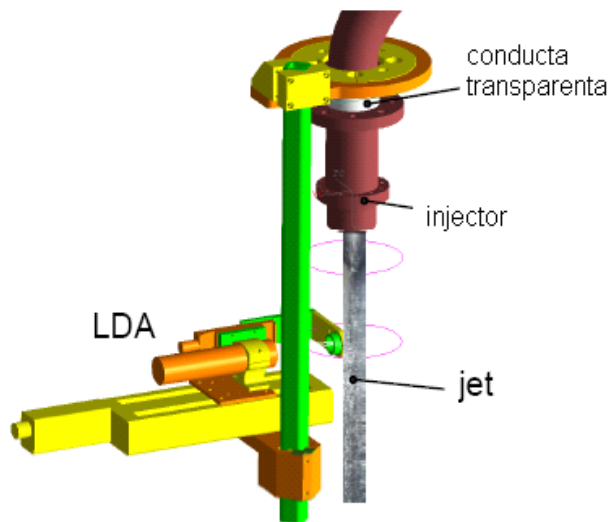


Fig.1.9 Instalația experimentală

Metoda prezentată, numită metoda măsurătorilor duale, rezolvă problema curgerilor secundare în jet, care afectează stabilitatea acestuia.

Detaliile legate de efectuarea măsurătorilor se găsesc în [1.33]. Rezultatele măsurătorilor sunt prezentate separat, pentru curentul la intrare în ajutoraj, în aval de cotul conductei, și pentru distribuția vitezelor în jet.

Se observă că la intrarea în ajutoraj, curgerea este influențată de cotul conductei, curentul având o structură complexă. Au fost măsurate atât componentele axiale cât și cele tangențiale ale vitezei, rezultatele fiind prezentate în fig.1.10 a) și b). Prezența tijei acului în injector are ca rezultat micșorarea vitezei în axa conductei.

24 Studii și cercetări privind funcționarea turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton -1

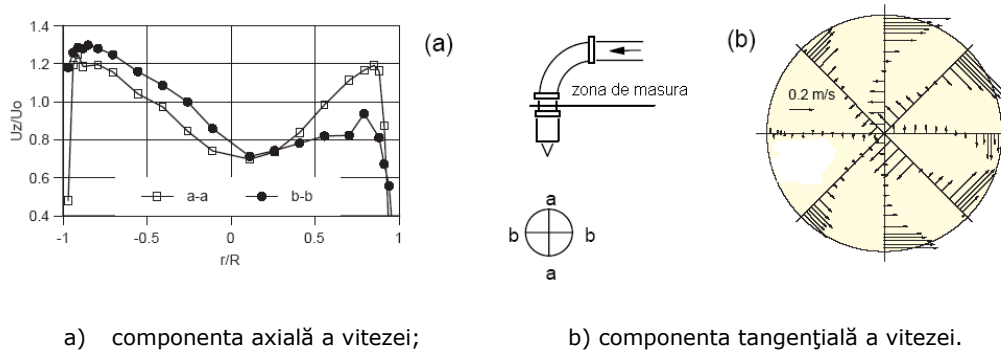


Fig.1.10 Distribuția vitezei în aval de cotul conductei

Măsurătorile distribuției de viteze în jet sunt prezentate în fig.1.11 și acestea au fost realizate la o cădere de $H = 30$ m și la o distanță $z = 0,8D_0$, unde D_0 este diametrul ajutorului.

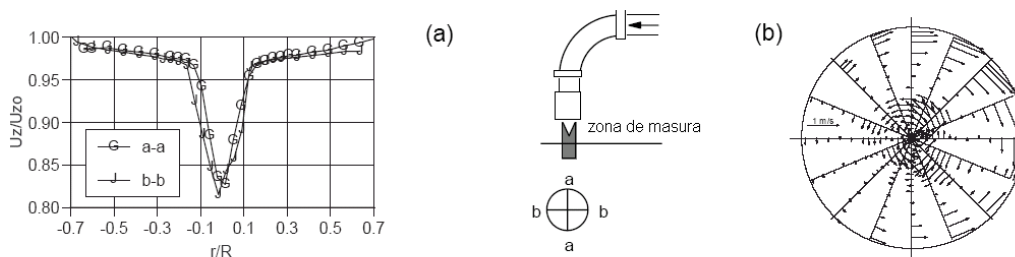


Fig.1.11 Distribuția vitezei în jet, la $H = 30$ m.

În reprezentarea grafică, atât viteza cât și raza au fost adimensionalizate, prin $u_0 = \sqrt{2gH}$ și respectiv $R_0 = D_0/2$. Componentele tangențiale ale vitezei au fost obținute prin metoda măsurării duale.

Scăderea vitezei la axa jetului se datorează dărei lăsate de acul injector. De asemenea, se observă că în afara miezului jetului, componenta axială a vitezei are o distribuție liniară spre suprafața jetului. O astfel de distribuție liniară pune în evidență faptul că în secțiunea aleasă pentru măsurători, aflată la $0,8D_0$, liniile de curent în jet sunt încă curbate, ceea ce înseamnă că jetul nu s-a contractat. Pornind de la această distribuție liniară poate fi estimată corect poziția secțiunii de contracție a jetului în aval de secțiunea de măsură, [1.14], [1.34].

Datorită faptului că acul injector pătrunde în afara ajutorului, se poate spune că în această regiune are loc tranziția de la curgerea în conducte sub presiune la curgerea jetului cu suprafață liberă. În această zonă suprafața exterioară a jetului de apă este liberă, datorită contactului cu aerul, în timp ce suprafața interioară este încă în contact cu suprafața acului, fiind prezente tensiunile superficiale. Analiza numerică în această regiune ar putea avea ca rezultat determinarea poziției și diametrului secțiunii contractate a jetului și lărgirea sa în aval de ajutoraj.

În ceea ce privește reprezentarea din fig.1.11 b), se observă că mișcările secundare în jet sunt în concordanță cu mișcările secundare de la intrarea în injector. De asemenea, în zona din apropierea suprafeței jetului, pe partea dreaptă a liniei b – b, se întâlnesc două mișcări secundare. Această caracteristică a curentului produce o perturbație a suprafeței jetului, vizibilă în fig.1.12.



Fig.1.12 Perturbarea suprafeței jetului datorată mișcărilor secundare

În concluzie, s-a demonstrat că metoda LDA este foarte eficientă atât pentru măsurătorile în conducte circulare, în aval de un cot, cât și pentru jeturile cu suprafață liberă și prezintă mai multe avantaje față de metodele convenționale. Unul dintre aceste avantaje ar fi acela că, folosind metoda măsurătorilor duale, pot fi determinate chiar și cele mai mici viteze ale mișcărilor secundare din jet. Rezultatele măsurătorilor sunt folosite pentru a pune în evidență fenomene specifice legate de

stabilitatea și calitatea jeturilor cu suprafață liberă și pentru a valida modelările numerice.

Până acum, în acest subcapitol am prezentat investigarea câtorva fenomene specifice curgerii în turbinele Pelton cu ajutorul unui anemometru cu efect Doppler cu laser. În continuare, există câteva aspecte ce privesc performanțele turbinelor Pelton, influența carcasei asupra randamentului mașinii, [1.36], [1.37], interferența jeturilor la turbinele cu mai multe injectoare, [1.38] și, de asemenea, utilizarea măsurătorilor cu PIV pentru determinarea condițiilor de curgere în interiorul carcasei și la peretele acesteia. Aceste măsurători sunt făcute deoarece, carcasa fiind o parte importantă a turbinei, totuși nu există foarte multe cunoștințe legate de aceasta și de interacțiunea dintre carcasă și rotor. Investigarea curgerii în carcasă se bazează pe câteva documentații vizuale legate de distribuția picăturilor de apă împrăștiate de rotor. Astfel, folosirea Particle Image Velocimetry (PIV) s-a dovedit promițătoare în ceea ce privește analiza fundamentală a curgerii în carcasă prin măsurarea vitezei picăturilor de apă ce părăsesc paletetele turbinei și se deplasează prin interiorul carcasei.

În ultima parte a acestui subcapitol prezint câteva aspecte legate de influența căderii turbinei asupra caracteristicilor jetului, cunoscută în literatura de specialitate ca efectul căderii, [1.4],[1.13], și de asemenea, aspecte legate de efectul de scară la turbinele Pelton, [1.39], [1.40].

Efectul căderii în ajutajele turbinelor Pelton este un fenomen special care nu apare în ajutajele standard. Efectul căderii în turbinele Pelton este legat de ajutaj și exprimă dependența dintre coeficientul de debit adimensional și cădere. Este întotdeauna întâlnit la transpunerea debitului prin ajutaj de la prototip la modelul geometric asemenea.

Se consideră coeficientul de debit adimensional, dat de:

$$\varphi = \frac{Q}{A_0 \sqrt{2gH}} \quad (1.8)$$

în care Q este debitul iar A_0 este aria secțiunii transversale a ajutajului.

Presupunând că pierderile relative de sarcină la ajutaj sunt h_v/H și acestea sunt mult mai mici decât 1, prin liniarizarea ecuației (1.8) se obține:

$$\varphi = \frac{A_s \sqrt{2gH(1 - h_v/H)}}{A_0 \sqrt{2gH}} = \frac{A_s}{A_0} \left(1 - \frac{1}{2} \frac{h_v}{H} \right) \quad (1.9)$$

în care A_s este aria secțiunii transversale a jetului în zona contractată a acestuia.

Având în vedere ecuația (1.9), efectul căderii poate fi exprimat cu precizie ca dependența ariei secțiunii transversale a jetului de cădere sau de numărul Reynolds.

În codul IEC pentru încercările modelelor de turbine Pelton se specifică faptul că nu există efect de scară și performanțele ar trebui să fie identice pe model și prototip, conform legilor de similitudine. Pe de altă parte, este binecunoscut faptul că turbinele Pelton prezintă un important efect de scară. Cu cât este mai mare căderea turbinei industriale, cu atât este mai mare randamentul acesteia față de turbina model pentru un debit scăzut și cu atât mai mic pentru un debit important. În 1986, Grein și Spurk au propus o nouă formulă pentru conversia randamentului în turbinele Pelton, luând în considerare efectul de scară asupra numerelor Reynolds, Froude și Weber.

Originea efectului de scară pentru randamentul hidraulic în turbinele Pelton se află în primul rând în efectul de scară al coeficientului energiei specifice ψ și în al doilea rând în coeficientul de debit ϕ și coeficientul puterii, Π . Mai mult, conversia energiei hidraulice specifice, a debitului și puterii, ar trebui să precedă conversia randamentului hidraulic.

Cercetări recente au arătat că efectul de scară al transpunerii randamentului de la model la turbina industrială este legat de mecanismul pierderilor în turbină și are implicații în proiectarea din punct de vedere hidraulic a turbinei.

În acest capitol, studiind literatura de specialitate, am prezentat cele mai importante aspecte legate de funcționarea turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton.

CAP. 2 IDENTIFICAREA DINAMICĂ A SISTEMELOR

2.1 GENERALITĂȚI

Cunoașterea exactă sau, cel mai adesea, aproximarea suficient de bună a caracteristicilor funcționale ale instalației automatizate – exprimate prin relațiile de dependență între mărimile de intrare și de ieșire ale acesteia, cu luarea în considerare a diferitelor influențe și restricții – implică utilizarea judicioasă a celor mai variate metode de cercetare teoretice și experimentale.[2.1], [2.3], [2.6]

Forma cea mai evoluată de exprimare a caracteristicilor funcționale ale unei instalații automatizate, formă care include și aspectul cantitativ, ceea ce îi conferă posibilitatea utilizării în calculul practic al sistemului automat, o constituie modelul matematic al procesului.

Sistemele trebuie să satisfacă performanțele cerute în orice moment, deci atât în regim staționar cât și în regim tranzitoriu, rezultând astfel necesitatea cunoașterii atât a caracteristicilor statice cât și a celor dinamice. Cu cât un sistem este mai complex, cu atât este acționat de un număr mai mare de mărimi, care, variind în timp, îl mențin într-un regim dinamic, ceea ce face absolut necesară determinarea caracteristicilor dinamice. Astfel, la elaborarea modelelor matematice, se va concentra atenția asupra regimului dinamic, modelul dinamic constituind mijlocul de predicție a comportării procesului într-un anumit interval de timp și la anumite forme de variație ale mărimilor care îl acționează.

Identificarea, sau analiza experimentală a sistemului, își propune determinarea modelului matematic pe baza măsurărilor efectuate asupra variabilelor care caracterizează evoluția sa într-un anumit regim. Identificarea este dinamică în cazul în care se urmărește determinarea relațiilor dintre evoluția în timp a ieșirilor sistemului și cea a intrărilor sale. Această evoluție în timp este adesea

studiată în jurul unui punct de funcționare al sistemului, căruia i se asociază un model dinamic.

Modelarea constă în construirea unui model fizic având exact aceleași caracteristici constructive, însă reduse la o scară convenabilă ținând seama de legile similitudinii și acționat de mărimi de aceeași natură fizică cu ale procesului însuși. Identificarea poate fi privită ca o primă etapă a modelării, în care se obține modelul matematic, care servește ulterior la determinarea modelului fizic.

Modelarea se efectuează adesea în perioada proiectării instalațiilor și agregatelor, pentru a stabili parametrii optimi ai proceselor tehnologice respective. Identificarea se referă la determinarea caracteristicilor unei instalații existente, potrivit condițiilor reale de funcționare, pentru ca în raport cu aceste caracteristici efective să se adopte dispozitivul de automatizare corespunzător performanțelor urmărite.

În general, punctul de plecare al identificării îl constituie bilanțul maselor, energiilor și cantităților de mișcare. Întrucât relațiile stabilite trebuie să descrie funcționarea procesului în orice moment, ele apar cel mai frecvent sub formă de ecuații diferențiale în raport cu variabila independentă timpul.

Caracteristicile dinamice ale instalațiilor automatizate exprimă dependența mărimilor de ieșire în raport cu timpul și cu mărimile de intrare, acestea fiind tot mărimi variabile în timp.

Importanța caracteristicilor statice și dinamice ale instalațiilor automatizate fiind evidentă, problema care se pune este aceea a determinării lor cât mai exacte și exprimarea lor sintetică sub forma unui model matematic cât mai reprezentativ și în același timp suficient de simplu pentru utilizarea și interpretarea în calcule. În literatura de specialitate se utilizează în acest scop denumirea de identificarea proceselor.

Modelele rezultate în urma procesului de identificare pot fi utilizate pentru: mai buna cunoaștere a sistemului, verificarea modelelor teoretice, predicția evoluției unor variabile din sistem, optimizarea proceselor în regim static și dinamic, sinteza sistemelor automate și, nu în ultimul rând, calculul unor mărimi care nu pot fi măsurate direct (diagnoză).

Identificarea proceselor face obiectul unor studii intense, care prezintă o mare varietate de soluții tinzând către o rezolvare cât mai generală a problemei, o aplicabilitate cât mai largă, simplitate și în același timp precizie ridicată, [2.7], [2.8].

2.2 PRINCIPIILE DETERMINĂRII EXPERIMENTALE A CARACTERISTICILOR STATICE ȘI DINAMICE ALE INSTALAȚIILOR AUTOMATIZATE

Sensul real al noțiunii de identificare este acela de a concepe modelul procesului prin prelucrarea, cu ajutorul unui aparat matematic simplu și eficient, a unor rezultate experimentale obținute în condiții care să asigure informații cât mai concludente pentru caracterizarea procesului considerat. [2.2], [2.5]

Pentru a îndeplini dezideratele menționate anterior se efectuează o succesiune de operații, grupate în următoarele trei etape:

- organizarea și realizarea experimentărilor pe proces;
- interpretarea și prelucrarea rezultatelor determinărilor experimentale;
- deducerea modelului prin aproximarea matematică a rezultatelor.

Referitor la prima etapă, trebuie avute în vedere aspecte foarte complexe, printre care amintim modelul matematic principal, cu schema funcțională cu elementele componente, legăturile interne între mărimile care intervin și formele de variație ale acestora. Un alt aspect important este acela al modului în care poate fi efectuată experimentarea. Alegerea metodicii de experimentare, care să asigure rezultate afectate de erori minime, este influențată și de forma și limitele de variație ale mărimilor care pot acționa asupra procesului, de mărimile perturbatoare interne și externe și de influența caracteristicilor dinamice ale aparatelor de măsurat.

Cea de-a doua etapă a identificării constă în selecționarea și sistematizarea rezultatelor experimentale în scopul desprinderii informației utile din colecția de date obținute prin măsurările efectuate.

În cea de-a treia etapă, pentru cazul când forma modelului este dată prin relații matematice explicite între mărimile de intrare și cele de ieșire, având de

rezolvat numai problema evaluării parametrilor, aproximarea matematică apelează la metode bazate pe minimizarea erorilor de aproximare.

Având în vedere cele precizate anterior, se stabilesc metodele experimentale de determinare a caracteristicilor statice și dinamice ale instalațiilor automatizate.

Astfel, caracteristicile dinamice ale instalațiilor automatizate exprimă dependența mărimilor de ieșire în raport cu timpul și cu mărimile de intrare, ele însele mărimi variabile în timp. Considerăm, pentru exemplificare, un proces cu o singură mărime de ieșire și de intrare, ceea ce înseamnă că descrierea matematică a regimului dinamic se poate face printr-o relație de forma:

$$f(x_e, x_i, t) = 0 \quad (2.1)$$

în care timpul t reprezintă variabila independentă, $x_i = f_1(t)$ este o variabilă dependentă doar de timpul t , iar x_e are o dublă dependență atât de timp cât și de x_i .

Pentru procese neliniare, ecuația (2.1) poate lua cele mai diverse forme, cel mai adesea ecuații integro-diferențiale neliniare cu parametri concentrați și constanți.

Dacă procesul este liniar (sau permite aproximarea liniară cu o eroare acceptabilă), atunci ecuația (2.1) este de forma unei ecuații diferențiale cu coeficienți constanți:

$$\sum_{k=0}^n a_k \cdot \frac{d^k x_e}{dt^k} = \sum_{q=0}^m b_q \cdot \frac{d^q x_i}{dt^q} + C \quad (2.2)$$

în care C este o constantă, care, la o schimbare adecvată a variabilei x_i poate să nu apară explicit.

Ecuațiile diferențiale liniare de tipul (2.2) permit aplicarea calculului operațional, bazat pe transformarea Laplace, care oferă avantajul de a trece de la calculul diferențial la cel algebric și a obține mai ușor o expresie explicită a modelului dinamic, independentă de forma de variație a mărimii de intrare.

În condiții inițiale nule, aplicând transformata Laplace ecuației (2.2), prin câteva calcule se obține:

$$X_e(s) = Y(s) \cdot X_i(s) \quad (2.3)$$

în care: $Y(s) = \frac{\sum_{q=0}^m b_q \cdot s^q}{\sum_{k=0}^n a_k \cdot s^k}$ este funcția de transfer a procesului, care constituie

modelul dinamic în domeniul variabilei complexe $s = \sigma + j\omega$.

Funcția de transfer are și o interpretare fizică importantă, prin aceea că evidențiază legătura cu determinările experimentale, oferind posibilitatea deducerii ei din măsurătorile efectuate pe proces. Astfel, funcția de transfer reprezintă transformata Laplace a funcției pondere $y(t)$ a procesului, adică a răspunsului acestuia la funcția impuls.

Pe de altă parte, funcția de transfer stă în relație directă cu caracteristicile de frecvență ale procesului. Forma matematică simplă a funcției de transfer, legătura directă cu rezultatele experimentale fie în domeniul timpului, fie în domeniul frecvențelor, utilitatea unui model matematic sub această formă, constituie motivele importante pentru care se liniarizează, totdeauna când este posibil, caracteristicile dinamice ale instalației automatizate.

Dacă procesul poate fi aproximat de un model liniar, se beneficiază și de posibilitatea aplicării principiului superpoziției, ceea ce simplifică mult determinările în cazul proceselor cu mai multe intrări, mărimea de ieșire rezultând printr-o simplă operație de sumare a efectelor succesive ale mărimii de intrare.

Pentru determinarea experimentală a caracteristicilor dinamice se disting trei categorii de metode, cum ar fi : metode de identificare folosind semnale de probă, metode de identificare fără semnale de probă, folosind mărimile din funcționarea normală a procesului și metode folosind modele ajustabile. Fiecare dintre aceste categorii de metode au la bază principii diferite, ceea ce are drept consecință existența unor deosebiri importante atât în ceea ce privește metodologia de experimentare, cât și mijloacele tehnice necesare pentru aceasta.

Metodele de identificare folosind semnale de probă sunt metode active deoarece în cadrul lor se acționează din exterior asupra procesului, aplicându-se semnale de testare a acestuia în scopul identificării. Semnalele de probă aplicate la intrarea procesului determină variații ale mărimilor de ieșire, în care se reflectă caracteristicile dinamice ale acestuia. Semnalele de probă pot fi deterministe sau aleatoare. Semnalele deterministe pot fi neperiodice sau periodice, răspunsul

procesului la cele neperiodice reprezentând funcția pondere respectiv funcția indicială care caracterizează complet regimul dinamic în domeniul timpului, iar la semnalele periodice acesta permite ridicarea caracteristicilor de frecvență, care de asemenea descriu complet dinamica procesului.

2.3 DETERMINAREA CARACTERISTICILOR DINAMICE FOLOSIND SEMNALE DE PROBĂ PERIODICE

Una din categoriile de metode care se folosesc pentru determinarea experimentală a caracteristicilor dinamice este metoda de identificare folosind semnale de probă. Alegerea semnalelor de probă se face în funcție de aparatura care este la dispoziția experimentatorului și de caracterul liniar sau neliniar al procesului, precum și în funcție de intensitatea surselor de zgomot și de perturbare care acționează asupra procesului cercetat.

De exemplu, metodele care folosesc semnale de probă sinusoidale prezintă o serie de avantaje, cum ar fi:

- la ridicarea experimentală a răspunsului la frecvență, instalația cercetată, fiind adusă în regim de oscilații forțate, pot fi mai ușor discriminate influențele zgomotelor interne și ale diferitelor perturbații asupra semnalului util de la ieșire;
- permit determinarea directă a răspunsului la frecvență (caracteristica de frecvență) al procesului cercetat, care poate fi folosit în calculul de proiectare a sistemului automat;
- sunt dintre puținele metode experimentale care permit determinarea unor caracteristici dinamice pentru elementele neliniare și chiar obținerea funcțiilor de descriere ale acestora.

Aceste metode prezintă însă dezavantajul că necesită aparatură specială pentru generarea semnalelor și prelucrarea datelor și prezintă o durată mare de experimentare.

Comportarea dinamică a unui proces sau element liniar cu parametri concentrați este descrisă sintetic de răspunsul la frecvență:

$$Y(j\omega) = Y(\omega)e^{j(\omega)} \quad (2.4)$$

în care $Y(\omega)$ este caracteristica amplitudine – pulsație, iar $\varphi(\omega)$ este caracteristica fază – pulsație.

Caracteristica amplitudine – pulsație a unui element reprezintă gradul de atenuare sau amplificare a amplitudinii unui semnal sinusoidal de pulsație ω , la trecerea acestuia prin element, iar caracteristica fază – pulsație reprezintă decalajul de fază sau de timp dintre semnalul sinusoidal, de pulsație ω , aplicat la intrare și cel corespunzător obținut la ieșire. De aici rezultă posibilitatea determinării experimentale a caracteristicilor menționate, prin aplicarea la intrarea elementelor sau instalațiilor a unor semnale sinusoidale $x_i(t)$ și înregistrarea sau măsurarea parametrilor răspunsului $x_e(t)$ al elementului, pentru diferite valori ale pulsației ω a semnalului de intrare. Pe baza raportului amplitudinilor și a defazajelor celor două semnale $x_i(t)$ și $x_e(t)$, pentru diferite pulsații, se poate construi respectiv $Y(\omega)$ și $\varphi(\omega)$ sau locul de transfer $Y(j\omega)$.

Alegerea semnalului de probă are o importanță majoră în organizarea experimentului. Forma, natura fizică și parametri acestuia (amplitudine, perioadă, etc.) determină gradul de complexitate al experimentului și volumul de calcul pentru prelucrarea datelor experimentale, influențând în același timp asupra preciziei de determinare a caracteristicilor dinamice și asupra complexității aparaturii necesare producerii semnalelor de probă și a celei de cuplare a generatorului de semnale la proces. În practica ridicării experimentale a caracteristicilor de frecvență, se utilizează, în principal, semnale de probă sinusoidale și unde dreptunghiulare, generate de o sursă de semnale de probă, și înregistrarea sau prelucrarea automată a semnalului de probă $x_i(t)$ și a semnalului de răspuns $x_e(t)$.

Dacă se consideră turbina element al sistemului automat, efectuându-se măsurători, se urmărește stabilirea performanțelor dinamice ale acesteia. Funcțiile de transfer ale turbinei se pot determina, cunoscând variația parametrilor energetici ai turbinei, prin semnale de probă utilizând metode grafo - analitice sau cu ajutorul analizei corelaționale.

2.3.1 Metoda grafo – analitică pentru determinarea funcțiilor de transfer

Această metodă este descrisă în [2.1] și [2.4]. Prin această metodă, înregistrând semnalul de la intrare x_i și semnalul de la ieșire x_e în funcție de timp, se determină câțiva parametri caracteristici ai locului de transfer, ce corespunde funcției de transfer

$$H_{x_e x_i} = \frac{x_e}{x_i} \quad (2.5)$$

Se poate astfel aproxima elementul caracterizat de mărimile x_e și x_i cu unul din elementele tipizate P, I, D, PD, PID, se determină coeficienții ecuației diferențiale corespunzătoare și se identifică elementul respectiv. Având ecuația diferențială, deci modelul matematic al elementului, prin aplicarea transformatei Laplace se determină locul de transfer și diagramele modul – frecvență și fază – frecvență corespunzătoare.

În continuare, vom considera un element căruia i se aplică la intrare un semnal treaptă, apoi un semnal de tip rampă și un semnal sinusoidal, și se va urmări semnalul de la ieșire corespunzător.

Se consideră un element căruia i se aplică un semnal treaptă la intrare, $x_i(t)$, căruia îi corespunde la ieșire un semnal $x_e(t)$, reprezentate în fig.2.1. Semnalul de la intrare se caracterizează prin valoarea sa corespunzătoare regimului permanent, Δx_i , iar semnalul de la ieșire se caracterizează prin valorile inițiale și finale corespunzătoare regimului permanent, $x_e(0)$ și respectiv $x_e(\infty)$. Diferența dintre cele două valori este notată cu Δx_e . Având notațiile din fig.2.1, segmentul BD reprezintă constanta de timp T, iar întârzierea totală, τ , este compusă din întârzierea pură – de transport și din întârzierea capacitivă – tranzitorie.

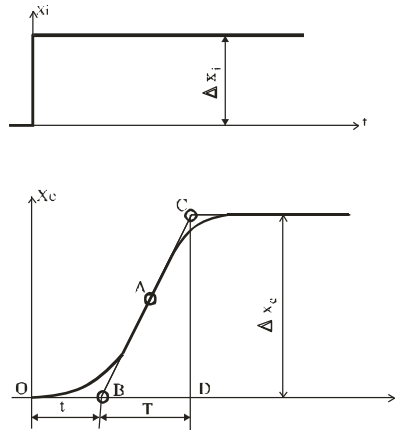


Fig.2.1 Semnalul treaptă de intrare și semnalul de ieșire corespunzător

Se definește factorul de amplificare, k_{ob} , care este variația mărimii de ieșire raportată la semnalul unitate de la intrare, la trecerea din starea permanentă inițială în cea finală:

$$k_{ob} = \frac{x_e(\infty) - x_e(0)}{\Delta x_i} \quad (2.6)$$

În cazul în care întârzierea semnalului de la ieșire este comparabilă cu timpul de creștere al semnalului de la intrare, t_e , valoarea lui τ se poate determina prin înlocuirea semnalului real cu un semnal de tip rampă, reprezentat în fig.2.2.

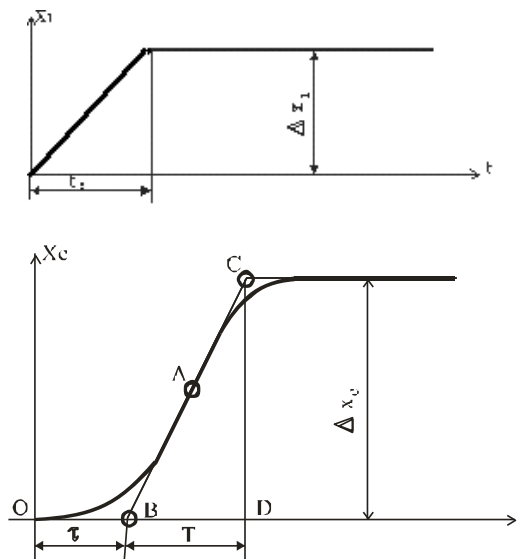


Fig.2.2 Semnal rampă la intrare și semnalul de ieșire corespunzător

Dacă semnalul are o creștere uniformă, atunci întârzierea va fi:

$$\tau = \tau' - \frac{t_e}{2} \quad (2.7)$$

Având astfel aproximați grafic parametrii funcției indiciale, se poate construi locul de transfer. Dacă elementul sistemului automat este aproximat printr-un element simplu cu întârziere pură și un element static de ordinul întâi, având parametrii determinați anterior, rezultă imediat locul frecvențelor.

Funcția de transfer este obținută ca produsul funcțiilor de transfer a celor două elemente simple:

$$W_{ob}(i\omega) = W_1(i\omega) \cdot W_t(i\omega) \quad (2.8)$$

Coeficientul de amplificare al elementului de gradul întâi este egal cu factorul de amplificare k_{ob} și conform fig.2.3, locul de transfer al acestui element este, în plan complex, un semicerc cu diametrul $M(0) = k_{ob}$. Se poate astfel construi locul frecvențelor pentru $W_1(i\omega)$ și se determină punctele locului de transfer, cunoscând constanta de timp T a elementului aproximat:

$$\omega_j = \frac{tg\varphi_j}{T} \quad (2.9)$$

în care φ_i este decalajul de fază a punctului considerat.

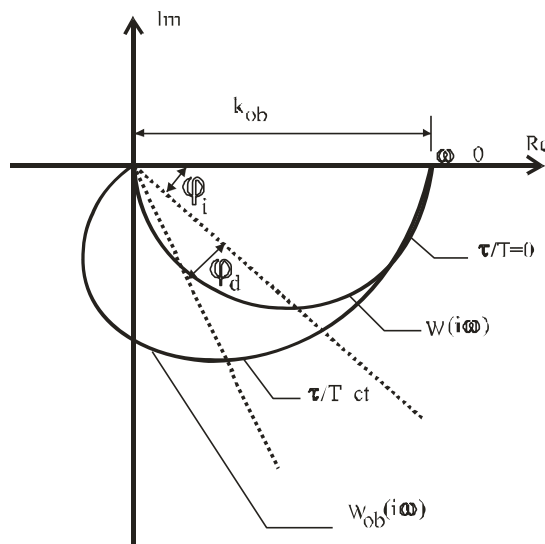


Fig.2.3 Determinarea locului de transfer

Elementul de întârziere pură, cu amplitudinea oscilațiilor constantă, introduce un decalaj de fază între oscilații definit de:

$$W_T(i \cdot \omega) = \exp(-i\omega T) \quad (2.10)$$

și a cărui loc de transfer este un arc de cerc cu centrul în originea axelor de coordonate complexe. Unghiul de decalaj este dat de:

$$\varphi_d = 57 \cdot \omega_i \cdot T = 57 \cdot \frac{T}{T} \cdot \text{tg}\varphi_i \quad [^\circ] \quad (2.11)$$

Prin urmare, punctul curent al locului de transfer corespunzător funcției de transfer $W_{ob}(i\omega)$ se obține prin deplasarea punctului curent, corespunzător pulsației ω_i ce aparține locului $W_1(i\omega)$, pe un arc de cerc care trece prin aceste puncte, având centrul în originea axelor complexe.

Ordinul ecuației diferențiale ce reprezintă modelul matematic al elementului se determină prin numărul cadranelor din planul complex, parcurse de locul de transfer.

Pentru un element proporțional cu întârziere de ordinul întâi, locul de transfer este reprezentat în fig.2.4. Ecuația diferențială a acestuia este:

$$T \cdot x_e'(t) + x_e(t) = k_{ob} \cdot x_i(t) \quad (2.12)$$

în care, constanta de timp este, având în vedere relația (2.9):

$$T = \frac{\text{tg}\varphi_i}{\omega_i} \quad [\text{sec.}] \quad (2.13)$$

iar factorul de amplificarea este egal cu raza vectoare a locului frecvențelor la valoarea pulsației $\omega = 0$, considerat în sens negativ trigonometric:

$$k_{ob} = M(0) \quad (2.14)$$

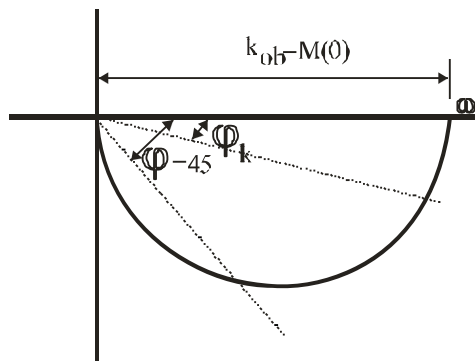


Fig.2.4 Locul de transfer pentru elementul de ordinul întâi

Coefficienții ecuației diferențiale:

$$a_1 \cdot x_e'(t) + a_0 \cdot x_e(t) = x_i(t) \quad (2.15)$$

rezultă astfel imediat:
$$\begin{cases} a_0 = \frac{1}{k_{ob}} \\ a_1 = \frac{T}{k_{ob}} \end{cases} \quad (2.16)$$

Pentru elementele mai complexe, de grad superior sau cu întârziere pură, care pot fi aproximare cu elemente de ordinul întâi cu întârziere sau cu elemente de ordinul doi, locul de transfer este prezentat în fig.2.5.

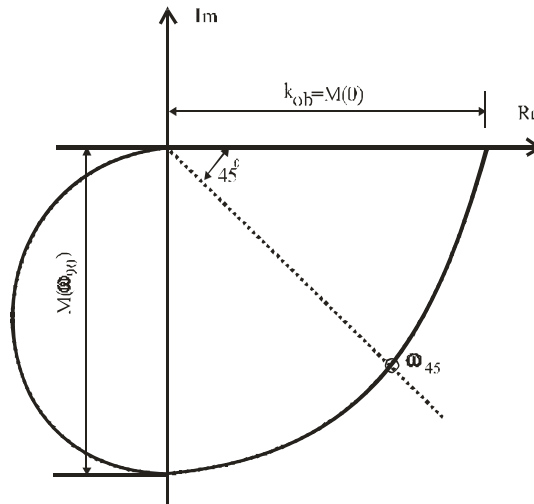


Fig.2.5 Locul de transfer pentru elementul de ordinul doi

Ecuația diferențială pentru elementul de ordinul doi este:

$$T_2^2 \cdot x_e''(t) + T_1 \cdot x_e'(t) + x_e(t) = k_{ob} \cdot x_i(t) \quad (2.17)$$

Constantele de timp din ecuația anterioară vor fi:

$$T_2 = \frac{1}{\omega_{g0}} \quad (2.18)$$

$$T_1 = T_2 \cdot \frac{M(0)}{M(\omega_{g0})} \quad (2.19)$$

De asemenea, factorul de amplificare este:

$$k_{ob} = M(0) \quad (2.20)$$

iar factorul de amortizare este:

$$\zeta = \frac{1}{2} \cdot \frac{M(0)}{M(\omega_{g0})} \quad (2.21)$$

Și în cazul elementului de ordinul doi rezultă imediat coeficienții ecuației diferențiale, și anume:

$$a_2 \cdot x_e''(t) + a_1 \cdot x_e'(t) + a_0 \cdot x_e(t) = x_i(t) \quad (2.22)$$

$$\begin{cases} a_0 = \frac{1}{M(0)} = \frac{1}{k_{ob}} \\ a_1 = \frac{1}{M(\omega_{g0})} \cdot \left(\frac{1}{\omega_{g0}}\right) \\ a_2 = \frac{1}{M(0)} \cdot \left(\frac{1}{\omega_{g0}}\right)^2 \end{cases} \quad (2.23)$$

În cazul în care i se aplică elementului un semnal sinusoidal la intrare, de forma:

$$x_i(t) = A_i \sin \omega t \quad (2.24)$$

atunci la ieșirea elementului, după trecerea unui interval de timp oarecare, apar oscilații stabilizate ale mărimii de ieșire $x_e(t)$, cu aceeași pulsație ω , însă cu altă amplitudine A_e și cu un decalaj de fază față de oscilațiile introduse la intrare:

$$x_e(t) = A_e \sin(\omega t + \varphi) \quad (2.25)$$

Pentru a determina caracteristica de frecvență este suficientă doar compararea celor două semnale, reprezentate în fig.2.6, pentru diferite pulsații ω , putându-se obține astfel $\varphi(\omega)$ și $Y(\omega)$, sau alte caracteristici $\text{Re}[Y(j\omega)]$, $\text{Im}[Y(j\omega)]$, etc.

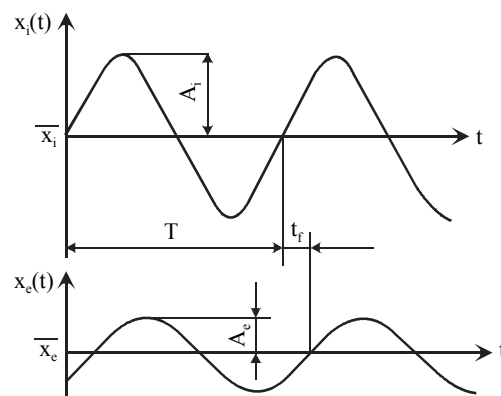


Fig.2.6 Semnalele de intrare și ieșire înregistrate

2.3 – Determinarea caracteristicilor dinamice folosind semnale de probă 41
periodice

Dependența dintre oscilațiile de la ieșirea și cele de la intrarea obiectului examinat pentru fiecare pulsație dată ω , este reprezentată în planul complex de un vector al cărui modul este $M = B/A$ iar argumentul este decalajul de fază φ , corespunzător pulsației date ω (fig. 2.7).

Totalitatea acestor vectori, pentru valori ale pulsației cuprinse între zero și infinit (practic un număr suficient de valori ω) formează funcția de transfer a obiectului și poate fi reprezentată sub forma hodografului ce unește capetele acestor vectori, unde sunt marcate pulsațiile corespunzătoare ale oscilației ω , și reprezintă clar proprietățile dinamice ale obiectului.

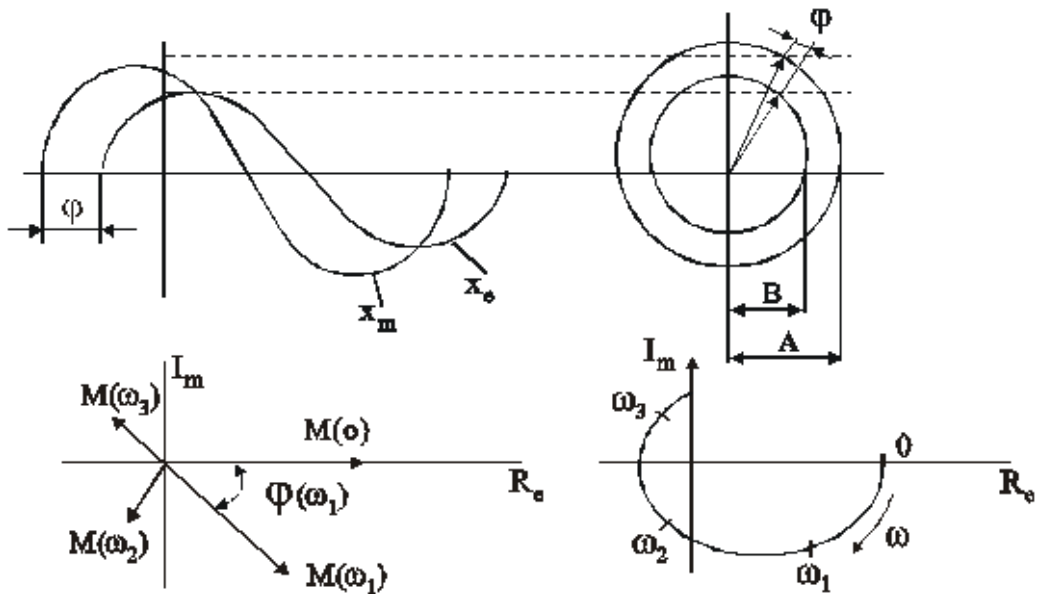


Fig.2.7 Construirea hodografului funcției de transfer

Pe baza înregistrărilor făcute, se pot calcula valorile caracteristicii amplitudine – pulsație. Pentru aceasta, se aleg câteva oscilații staționare (după terminarea regimului tranzitoriu) și se trasează valorile medii x_i și x_e . Pulsația pentru aceste oscilații este $\omega = 2\pi/T$. Pentru fiecare pulsație ω_k se măsoară dublul amplitudinii oscilațiilor $2A_i$ și $2A_e$, iar pe baza lor se calculează valoarea caracteristicii amplitudine – frecvență pentru pulsația respectivă: $Y(\omega_k) = 2A_i/2A_e$.

Această măsurare și calculul respectiv se repetă, la aceeași pulsație, pentru 2...4 oscilații și se calculează:

$$Y(\omega_k) = \frac{Y_I(\omega_k) + Y_{II}(\omega_k) + Y_{III}(\omega_k) + Y_{IV}(\omega_k)}{4} \quad (2.26)$$

Determinarea defazajului pentru pulsația dată ω_k se face pe baza decalajului în timp t_φ a celor două semnale:

$$\varphi(\omega_k) = -\frac{t_\varphi}{T} \cdot 360^\circ \quad (2.27)$$

Valorile $\varphi(\omega_k)$ se calculează pentru câteva oscilații și se determină valoarea medie.

Măsurările și calculele se repetă pentru diferite valori ale pulsației ω . De menționat că măsurările se fac în regim de oscilații sinusoidale forțate. De aceea, trecerea la o nouă valoare a pulsației se face numai după ce au fost obținute 7...10 oscilații sinusoidale staționare ale mărimii de ieșire.

Introducerea în obiect a semnalelor armonice este posibilă doar cu ajutorul unor aparate speciale. Elementul de bază al acestor aparate este un generator de oscilații sinusoidale a cărui frecvență poate fi reglată.

Totuși, experimentările pentru determinarea caracteristicilor de frecvență se pot simplifica. În acest caz, în locul introducerii unor semnale armonice cu ajutorul aparatelor speciale, se recomandă să se trimită la intrarea obiectului semnale periodice, de exemplu unde dreptunghiulare, trapezoidale sau triunghiulare, care se dezvoltă ulterior în serii Fourier corespunzătoare.

Având în vedere [2.10], o funcție periodică de timp $f(t)$, de perioadă $T = 2\pi/\omega$, se poate dezvolta în serie Fourier sub forma:

$$f(t) = C_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \sin n\omega t + b_n \cos n\omega t) \quad (2.28)$$

Această dezvoltare este posibilă dacă funcția $f(t)$ este netedă pe porțiuni în intervalul de o perioadă, condiții îndeplinite în mod obișnuit de funcțiile ce apar în practică. Primul termen al ecuației (2.28) reprezintă componenta continuă a funcției periodice, iar termenii de pulsații $n\omega$ sunt armonicile de ordinul n în sinus și cosinus. Coeficienții seriei Fourier au următoarele expresii cunoscute:

$$\begin{aligned}
 a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin n\omega t \, dt \\
 b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos n\omega t \, dt \\
 C_0 &= \frac{1}{T} \int_0^T f(t) \, dt
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

Din relația anterioară se poate observa că C_0 este componenta continuă și reprezintă de fapt valoarea medie a funcției periodice pe timp de o perioadă. De asemenea, pentru determinarea coeficienților seriei Fourier există diferite metode, bine cunoscute în literatura de specialitate, cum ar fi, de exemplu, metodele grafo-analitice.

Posibilitatea de a echivala o mărime periodică printr-o sumă de mărimi sinusoidale, cu amplitudini și faze bine determinate, este de un deosebit interes în calcule.

În cazul undelor dreptunghiulare sau al altor oscilații nearmonice este necesar să se extragă și să se examineze separat componentele armonice ale oscilațiilor atât de la intrare cât și de la ieșire.

Pentru oscilații la intrare de forma unei dreptunghiulare, seria Fourier este:

$$x_m = \frac{4}{\pi} \cdot a \left(\sin \omega t + \frac{1}{3} \sin 3\omega t + \dots \right) \tag{2.30}$$

Amplitudinea primei armonici este: $A_1 = \frac{4}{\pi} \cdot a = 1,27a$, unde a este amplitudinea mărimii de intrare, în % din cursa elementului de execuție (fig.2.8).

Unda dreptunghiulară, ca și alte semnale periodice utilizate, nu cuprinde armonici pare, de aceea, la examinarea componentelor de ordin superior se poate determina amplitudinea armonicii de ordinul trei din relația: $A_3 = \frac{4}{3\pi} \cdot a = 0,42a$.

Luarea în considerare a componentei de ordin superior acesteia nu este practic indicată.

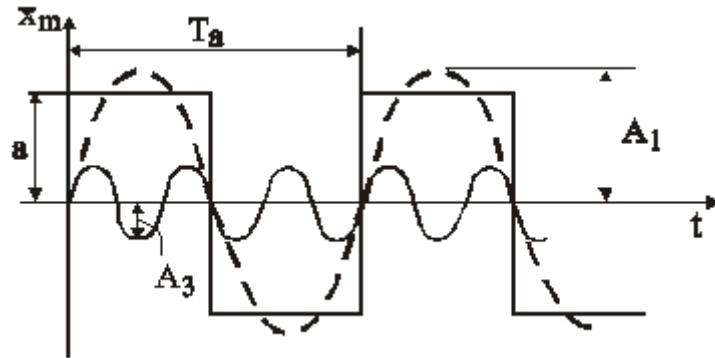


Fig.2.8 Descomponerea oscilațiilor mărimii de intrare în cazul unei unde dreptunghiulare.

Dacă se examinează semnalele trapezoidale aplicate la intrare (fig.2.9), seria Fourier este de forma:

$$x_m = \frac{4a}{\pi \cdot \alpha} \left(\sin \alpha \sin \omega t + \frac{1}{32} \sin 3\alpha \sin 3\omega t + \dots \right) \quad (2.31)$$

unde a este amplitudinea mărimii de intrare x_m iar mărimea $\alpha = \frac{2\pi \Delta t}{T_a}$ [rad] caracterizează forma trapezului.

Amplitudinea armonicii de ordinul întâi este egală cu: $A_1 = \frac{4a}{\pi \alpha} \sin \alpha$ iar amplitudinea celei de-a treia armonici este: $A_3 = \frac{4a}{9\pi \alpha} \sin 3\alpha$.

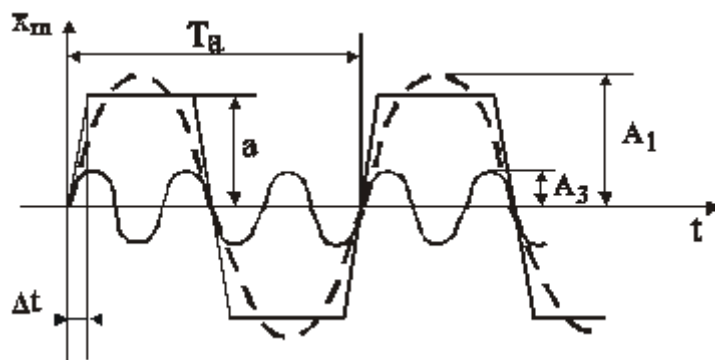


Fig.2.9 Descomponerea oscilațiilor mărimii de intrare în cazul semnalului trapezoidal.

2.3 – Determinarea caracteristicilor dinamice folosind semnale de probă 45
periodice

Pentru simplificarea prelucrării datelor experimentale, în fig.2.10 sunt reprezentate variațiile în funcție de α ale amplitudinii oscilațiilor A_1 și A_3 pentru semnale trapezoidale.

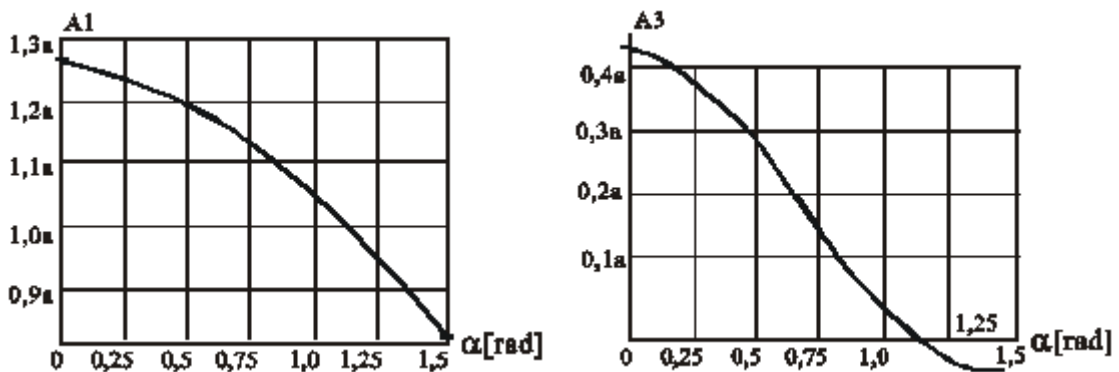


Fig.2.10 Amplitudinea oscilațiilor la semnale trapezoidale periodice

Pentru unde triunghiulare (fig.2.11) care pot fi exprimate prin:

$$x_m = 0,8 \cdot a \left(\sin \omega t - \frac{1}{3^2} \sin 3\omega t + \dots \right) \quad (2.32)$$

amplitudinile corespunzătoare sunt: $A_1 = 0,8a$ și $A_3 = -0,09a$.

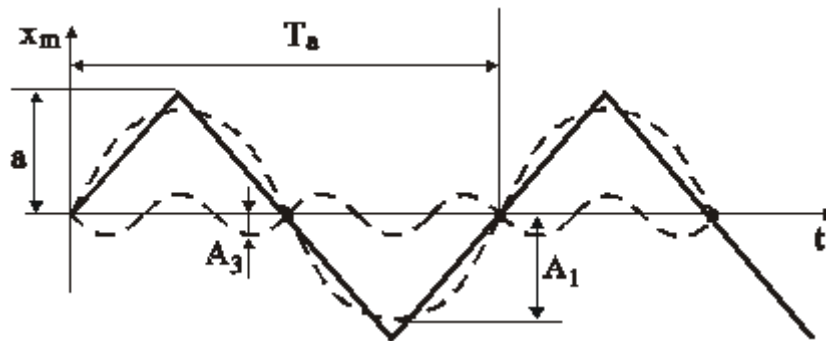


Fig.2.11 Descompunerea oscilațiilor mărimii de intrare în cazul unei triunghiulare.

Deoarece toate aceste oscilații de la intrare sunt simetrice în raport cu axa timpului, faza primei lor armonici corespunde cu faza semnalelor experimentale.

Fazele armonicilor de frecvență înaltă coincide, de asemenea, cu faza semnalului de la intrare.

Având prezentate semnalele periodice anterioare și teoriile din electrotehnică, regimurile în care mărimile au variații periodice nesinusoidale, deci care se abat de la o variație sinusoidală, se numesc regimuri deformante. Referindu-ne în continuare la mărimile periodice de intrare prezentate, pentru a caracteriza forma acestora, în tehnică se folosesc anumiți factori, respectiv coeficienți, cum sunt: factorul de formă, factorul de vârf și factorul sau coeficientul de distorsiune.

Factorul de formă, k_f , se definește prin raportul dintre valoarea efectivă Y a mărimii și valoarea medie, Y_{med} , pe o perioadă a modulului mărimii considerate:

$$k_f = \frac{Y}{Y_{med}} \quad (2.33)$$

Pentru că voi face identificarea dinamică cu semnale de probă sinusoidale, în cazul particular al unei mărimi sinusoidale, factorul de formă este $k_f = 1,11$.

Factorul de vârf, k_v , este raportul dintre valoarea maximă, y_{max} , și valoarea efectivă a mărimii periodice:

$$k_v = \frac{Y_{max}}{Y} \quad (2.34)$$

Pentru cazul particular al mărimii sinusoidale, factorul de vârf este $k_v = \sqrt{2}$.

În final, coeficientul de distorsiune, k_d , se definește prin raportul dintre valoarea efectivă corespunzătoare armonicilor superioare, numită reziduu deformant, și valoarea efectivă a componentei alternative a mărimii:

$$k_d = \frac{Y_d}{\sqrt{Y^2 - Y_0^2}} \quad (2.35)$$

În hidroenergetică, o mărime periodică se consideră practic sinusoidală dacă factorul de distorsiune este $k_d \leq 5\%$.

2.3.2 Determinarea funcțiilor de transfer prin analiză corelațională

Se consideră un element dintr-un sistem automat, căruia i se aplică la intrare un semnal $x_i(t)$ și se obține la ieșire un semnal $x_e(t)$, [2.9]. Pentru fiecare din cele

două semnale, atât pentru cazul procesului staționar cât și pentru procesul ergodic, se calculează media aritmetică astfel:

$$\begin{cases} \bar{x}_i(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_{i_i}(t) \\ \bar{x}_e(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N x_{e_i}(t) \end{cases}, \text{ pentru } N \text{ valori discrete ale semnalului} \quad (2.36)$$

$$\begin{cases} \bar{x}_i(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_i(t) dt \\ \bar{x}_e(t) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_e(t) dt \end{cases}, \text{ pentru procesul ergodic} \quad (2.37)$$

Funcțiile de covariație vor fi:

$$\begin{cases} R_{x_i x_i}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_i(t) \cdot x_i(t+\tau) dt \right) \approx \overline{x_i(t) \cdot x_i(t+\tau)} \\ R_{x_e x_e}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_e(t) \cdot x_e(t+\tau) dt \right) \approx \overline{x_e(t) \cdot x_e(t+\tau)} \end{cases} \quad (2.38)$$

Pentru a evidenția, sub formă statistică, legătura între semnalul de intrare și cel de ieșire, se folosește funcția de intercorelație a celor două mărimi:

$$C_{x_i x_e}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int [x_i(t) - \bar{x}_i(t)] \cdot [x_e(t+\tau) - \bar{x}_e(t)] dt \right) = R_{x_i x_e}(\tau) - \bar{x}_i(t) \cdot \bar{x}_e(t) \quad (2.39)$$

$$\text{în care: } R_{x_i x_e}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x_i(t) \cdot x_e(t+\tau) dt \right) \approx \overline{x_i(t) \cdot x_e(t+\tau)} \quad (2.40)$$

Funcțiile de autocorelație ale intrării și ieșirii sunt:

$$\begin{cases} C_{x_i x_i}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int [x_i(t) - \bar{x}_i(t)] \cdot [x_i(t+\tau) - \bar{x}_i(t)] dt \right) = R_{x_i x_i}(\tau) - \bar{x}_i^2(t) \\ C_{x_e x_e}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{T} \cdot \int [x_e(t) - \bar{x}_e(t)] \cdot [x_e(t+\tau) - \bar{x}_e(t)] dt \right) = R_{x_e x_e}(\tau) - \bar{x}_e^2 \end{cases} \quad (2.41)$$

Având în vedere funcțiile definite anterior, se definesc funcțiile de densitate spectrală (de putere) ale mărimii de intrare și a celei de ieșire, cu f – frecvența perturbației:

$$\begin{cases} S_{x_i x_i}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{x_i x_i}(\tau) \cdot \exp(-2\pi \cdot f \cdot \tau \cdot i) d\tau \\ S_{x_e x_e}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{x_e x_e}(\tau) \cdot \exp(-2\pi \cdot f \cdot \tau \cdot i) d\tau \end{cases} \quad (2.42)$$

Funcția de densitate interspectrală se introduce prin:

$$S_{x_i x_e}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{x_i x_e}(\tau) \cdot \exp(-2\pi \cdot f \cdot \tau \cdot i) d\tau \quad (2.43)$$

Se definesc, de asemenea, funcția de densitate cospectrală și funcția de densitate cuadspectrală, și anume:

$$C_{x_i x_e}^0(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R_{x_i x_e}(\tau) \cdot \cos(2\pi \cdot f \cdot \tau) d\tau \quad (2.44)$$

$$Q_{x_i x_e}(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R_{x_i x_e}(\tau) \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot \tau) d\tau \quad (2.45)$$

Făcând legătura dintre cele două funcții definite anterior se obține funcția de densitate spectrală unilaterală, care permite determinarea locului frecvențelor respectiv caracteristicile modul – frecvență și fază – frecvență:

$$G_{x_i x_e}(f) = 2 \cdot S_{x_i x_e}(f) = C_{x_i x_e}^0(f) - i \cdot Q_{x_i x_e}(f) \quad (2.46)$$

$$\begin{cases} |G_{x_i x_e}(f)| = \sqrt{(C_{x_i x_e}^0(f))^2 + (Q_{x_i x_e}(f))^2} \\ \varphi_{x_i x_e}(f) = \arctg \frac{Q_{x_i x_e}(f)}{C_{x_i x_e}^0(f)} \end{cases} \quad (2.47)$$

2.4 PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

Prelucrarea datelor experimentale, adică a înregistrării mărimilor de ieșire și intrare în vederea obținerii caracteristicilor de frecvență, implică un volum mare de calcul mai ales atunci când asupra instalației acționează mărimi perturbatoare intense. În acest caz este absolut necesară prelucrarea automată a datelor.

În continuare se vor prezenta câteva aspecte referitoare atât la prelucrarea datelor experimentale nedistorsionate cât și a celor distorsionate.

În absența unor perturbații intense, când semnalul de probă este sinusoidal și elementul cercetat este liniar, se pot determina cu ușurință caracteristicile amplitudine – pulsație, $Y(\omega_k)$ și fază – pulsație, $\varphi(\omega_k)$. În aceste cazuri, pentru prelucrarea automată a datelor, se poate utiliza metoda funcțiilor de corelație polare, care prezintă avantajul unei scheme simple și a unei viteze mari de calcul.

Funcția de corelație polară, $p(\tau)$, a două variabile $x_e(t)$ și $x_i(t)$ este definită ca media în timp a produsului $\text{sign}x_e(t) \cdot \text{sign}x_e(t + \tau)$, iar funcția de corelație polară parțială este definită ca media produsului $x_e(t) \cdot \text{sign}x_i(t + \tau)$ sau a produsului $x_i(t + \tau) \cdot \text{sign}x_e(t)$. Făcând media pe o perioadă $T_k = 2\pi/\omega_k$ a semnalului sinusoidal, obținem:

$$P_{x_e x_i}(\tau) = \frac{1}{T_k} \int_0^{T_k} x_e(t) \text{sign}x_i(t + \tau) dt \quad (2.48)$$

Întrucât $x_i(t) = A_i \sin\omega_k t$ iar $x_e(t) = A_e \sin(\omega_k t + \tau)$, rezultă că funcția $\text{sign}x_i(t)$ are forma unei unde dreptunghiulare cu amplitudinile $+A_i$ și $-A_i$ iar perioada $2\pi/\omega_k$, și poate fi dezvoltată în serie Fourier:

$$\text{sign}x_i(t) = \frac{4A_i}{\pi} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\sin(2n+1)\omega_k t}{2n+1} \quad (2.49)$$

În acest caz, funcția de corelație polară, calculată pe o perioadă T_k a semnalului sinusoidal, devine:

$$p_{x_e x_i}(\tau) = \frac{1}{T_k} \int_0^{T_k} A_e \sin(\omega_k t + \varphi) \text{sign}[A_i \sin\omega_k(t + \tau)] dt = 2 \frac{A_e A_i}{\pi} \cos(\omega_k \tau - \varphi) \quad (2.50)$$

Modulul funcției $Y(j\omega_k)$ este $Y(\omega) = A_e/A_i$, respectiv $A_e = Y(\omega)A_i$, și deci:

$$\rho_{x_e x_i}(\tau) = \frac{2A_i^2}{\pi} \cdot Y(\omega_k) \cos(\omega_k \tau - \varphi) \quad (2.51)$$

Calculând funcțiile de corelație polară pentru $\tau = 0$ și $\tau = T_k/2$, se obțin respectiv:

$$\rho_{x_e x_i}(0) = \frac{2A_i^2}{\pi} \cdot Y(\omega_k) \cos \varphi = \frac{2A_i^2}{\pi} \operatorname{Re}[Y(j\omega_k)] \quad (2.52)$$

$$\rho_{x_e x_i}(T_k / 2) = \frac{2A_i^2}{\pi} \cdot Y(\omega_k) \sin \varphi = \frac{2A_i^2}{\pi} \operatorname{Im}[Y(j\omega_k)]$$

Relațiile (2.52) pot sta la baza principiului de funcționare a unui dispozitiv automat de calcul, numit corelator, relativ simplu, a cărui schemă este reprezentată în fig.2.12. Același generator de semnal de probă poate genera atât semnalul $A_i \sin \omega_k t$ cât și semnalele $A_i \cos \omega_k t$.

Aceste semnale sunt trecute prin elementele releu (sign), care comandă contactele 1 și 2, realizând înmulțirea $U_1 = x_e(t) \operatorname{sign} x_i(t)$ și respectiv $U_2 = x_e(t) \operatorname{sign} x_i(t + \frac{\pi}{2\omega_k})$. Semnalele sunt apoi integrate în integratoarele 3 și 4, pe o perioadă T_k și la ieșirea integratoarelor se obțin caracteristicile, reală și imaginară, de frecvență, ale procesului cercetat.

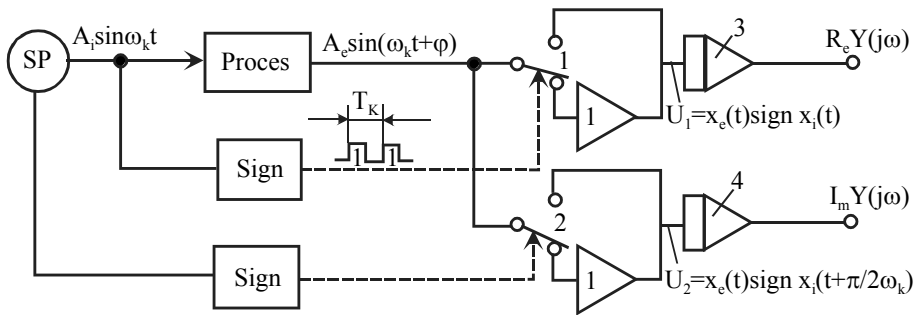


Fig.2.12 Schema corelatorului polar

Metoda este utilizabilă în cazul măsurărilor de laborator și doar în cazul elementelor liniare și a perturbațiilor de mică intensitate.

În prezența unor surse de perturbație, semnalul de ieșire va fi mai mult sau mai puțin distorsionat. Acesta poate fi distorsionat de zgomote aditive de înaltă frecvență, $x_p(t)$, care se suprapun peste semnalul $x_e(t)$, și la ieșirea elementului rezultă $v(t) = x_e(t) + x_p(t)$. Determinarea precisă a amplitudinilor A_i și A_e , precum și a defazajului se poate face prin descompunere în serie, calculând răspunsul elementului cercetat la prima armonică.

În cazurile când perturbația este un proces aleator staționar necorelat cu semnalul de intrare, se știe că zgomotul nu afectează precizia funcției de intercorelație, adică:

$$R_{v x_i}(\tau) = R_{x_e x_i}(\tau) \quad (2.53)$$

De aceea, atunci când semnalul este puternic distorsionat, sunt de preferat metode statistice de prelucrare a datelor experimentale, întrucât aceste semnale permit discriminarea semnalului util, iar influența zgomotului asupra perturbației este redusă la minim.

Funcțiile de corelație le calculăm cu relații aproximative, efectuând integrarea pe un interval Δ mult mai mare decât perioada oscilațiilor T_k , pentru că doar în acest caz este valabilă relația (2.53), și deoarece $\Delta \gg T_k$ rezultă:

$$R_{x_e x_i}(0) \approx \frac{1}{\Delta} \int_{-\Delta}^{\Delta} A_i \cdot \sin \omega_k t \cdot A_e \cdot \sin(\omega_k t + \varphi) dt = \frac{1}{2} A_i^2 \operatorname{Re}[Y(j\omega_k)] \quad (2.54)$$

$$R_{x_e x_i}(T_k / 2) = \frac{1}{2} A_i^2 Y(\omega_k) \sin = \frac{1}{2} A_i^2 \operatorname{Im}[Y(j\omega_k)] \quad (2.55)$$

în care $T_k = 2\pi/\omega_k$ este perioada oscilațiilor armonice aplicate la intrare.

Din relația anterioară se obține:

$$Y(\omega_k) = \frac{2}{A_i^2} \sqrt{R_{x_e x_i}^2(0) + R_{x_e x_i}^2(T_k / 2)} \quad (2.56)$$

$$\varphi(\omega_k) = \operatorname{arctg} \frac{R_{x_e x_i}(T_k / 2)}{R_{x_e x_i}(0)} \quad (2.57)$$

Prelucrarea statistică a datelor experimentale necesită un volum mare de calcule, deci aparatură specializată. În fig.2.13 este reprezentată schema unui astfel de dispozitiv de calcul.

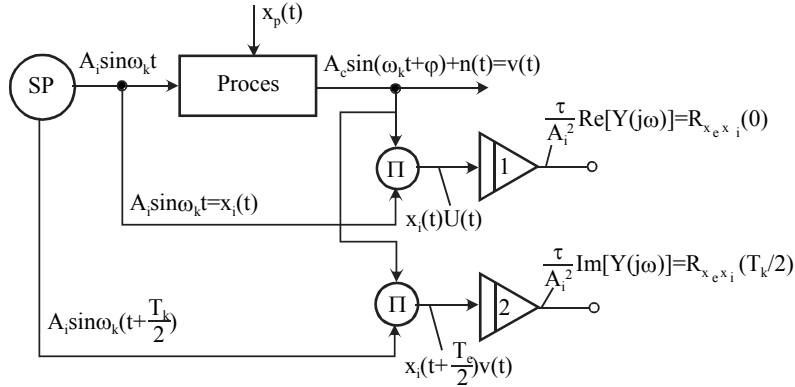


Fig.2.13 Prelucrarea datelor experimentale distorsionate, prin metoda corelației

Generatorul de semnale sinusoidale SP elaborează atât semnalul $A_i \sin \omega_k t$ cât și semnalul $A_i \sin \omega_k(t + T_k/2) = A_i \cos \omega_k t$, care apoi sunt înmulțite, în elementele Π , cu semnalele de la ieșire, $A_e \sin(\omega_k t + \varphi) + n(t)$, iar semnalele de la ieșirea acestora, $x_i(t)v(t)$ respectiv $x_i(t + T_k/2)v(t)$, sunt aplicate elementelor integratoare 1 și 2. La ieșirea acestora se obțin semnale proporționale cu $Re[Y(j\omega)]$ și respectiv $Im[Y(j\omega)]$.

O altă metodă statistică de prelucrare a datelor experimentale este metoda compensării fazei. Având în vedere că pentru orice interval $\Delta > T_k$ de integrare, funcția de intercorelație:

$$\begin{aligned}
 R_{v x_i}(\tau) = R_{x_i x_e}(\tau) &= \frac{1}{\Delta} \int_0^{\Delta} A_e \cdot \sin \omega_k t \cdot A_i \cdot \sin \omega_k(t + \tau) dt = \frac{1}{2} A_i A_e \cos(\omega_k \tau - \varphi) = \\
 &= \frac{i}{2} A_i^2 Y(\omega) \cos(\omega_k \tau - \varphi)
 \end{aligned}
 \tag{2.58}$$

Variind τ în anumite limite, se poate stabili o valoare τ_0 pentru care $\cos(\omega_k \tau - \varphi) = 0$ și o valoare τ_1 pentru care $\cos(\omega_k \tau - \varphi) = +1$. Cunoscând ω_k și această valoare τ_0 se poate determina faza din relația $R_{x_e x_i}(\tau_0) = 0$, adică:

$$\varphi(\omega_k) = \omega_k \cdot \tau_0 - \frac{\pi}{2}
 \tag{2.59}$$

iar din condiția $R_{x_e x_i}(\tau_1) = \frac{1}{2} A_i^2 Y(\omega)$, adică atunci când $R_{x_e x_i}(\tau)$ ia valoarea maximă, se determină modulul:

$$Y(\omega_k) = \frac{R_{x_e x_i}(\tau_1)}{A_i^2} \quad (2.60)$$

În fig.2.14 este reprezentată schema de calcul pentru determinarea caracteristicilor de frecvență prin metoda compensării fazei.

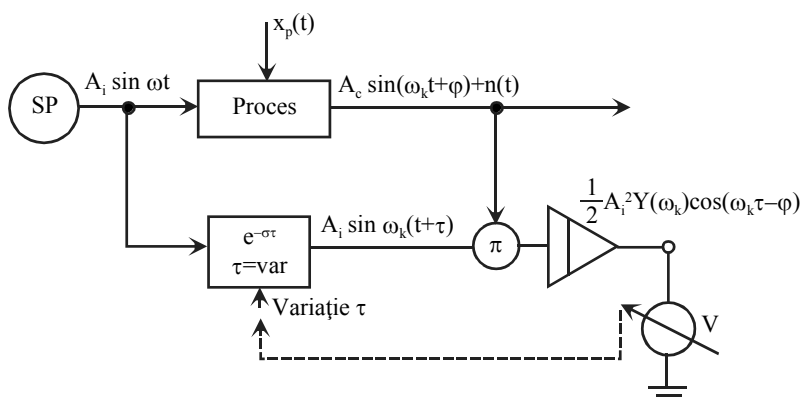


Fig.2.14 Schema determinării caracteristicilor de frecvență prin compensarea fazei

Acest dispozitiv necesită un element pentru defazarea semnalului $A_i \sin \omega_k t$, adică pentru modificarea lui $\omega_k t$; urmărind semnalul indicat de voltmetrul V , se poate determina τ_0 și τ_1 pentru care semnalul indicat de voltmetru este nul și respectiv maxim, pe baza acestora putându-se calcula $\varphi(\omega_k)$ respectiv $Y(\omega_k)$.

2.5 DETERMINAREA FUNCȚIILOR DE TRANSFER DIN CARACTERISTICILE DE FRECVENȚĂ STABILITE EXPERIMENTAL

Uneori, pentru analiza și sinteza sistemelor automate, se folosesc direct caracteristicile de frecvență, însă, de cele mai multe ori se utilizează funcțiile de transfer ale elementelor sistemului.

Din acest motiv este necesar să se cunoască metodele de determinare ale constantelor de timp și a factorilor de amplificare, respectiv a funcțiilor de transfer

echivalente, pe baza caracteristicilor $Y(\omega)$ și $\varphi(\omega)$, determinate experimental prin metodele expuse anterior.

Există mai multe metode dintre care unele folosesc caracteristicile logaritmice de frecvență (caracteristicile Bode), altele care folosesc locul de transfer $Y(j\omega)$, sau altfel spus, caracteristicile Nyquist. Toate metodele necesită însă prelucrarea în prealabil a caracteristicii de frecvență în vederea extragerii părții care îndeplinește condiția de fază minimă, după care se aproximează aceasta cu o funcție $Y(j\omega)$ cunoscută, ale cărei constante (k , T) trebuie într-un fel determinate.

Funcția de transfer determinată trebuie să aproximeze simultan și caracteristica amplitudine – pulsație $Y(\omega)$ și caracteristica fază – pulsație $\varphi(\omega)$, și de aici dificultățile inerente în determinarea funcției de transfer care să estimeze corect caracteristicile de frecvență $Y(j\omega)$.

Elementele care nu îndeplinesc condiția de fază minimă sunt practic cele care prezintă timp mort, sau au parametri distribuiți, caz în care funcția de transfer conține un termen e^{-sT} , care exprimă întârzieri de transport. Deoarece majoritatea proceselor sunt caracterizate de parametrii distribuiți, caracteristicile $Y(\omega)$ și $\varphi(\omega)$ nu vor prezenta, una față de alta, univocitate, deoarece elementul cu timp mort introduce un defazaj $\varphi_m(\omega) = -\omega T$, fără a influența amplitudinea, întrucât caracteristica amplitudine – pulsație a acestui element este $Y(\omega) = 1$. Neunivocitatea între $Y(\omega)$ și $\varphi(\omega)$ mai poate apare și atunci când, de exemplu, $Y(s)$ a elementului prezintă poli de ordinul k în origine. În acest caz, comportarea dinamică a elementului cercetat are un caracter integrator $Y_k(s) = 1/s^k$, a cărui caracteristică $\varphi(\omega) = -k(\pi/2)$ nu depinde de pulsație.

În astfel de cazuri, se recurge în primul rând la extragerea, din caracteristica de frecvență $Y(j\omega)$, a influenței elementelor care introduc neunivocitatea între $Y(\omega)$ și $\varphi(\omega)$, rezultând $Y_u(j\omega)$.

Caracteristica $Y_u(j\omega)$ este aproximată printr-o funcție de transfer de forma:

$$Y_u(j\omega) \approx \frac{\prod_{u=1}^m (1 + T_u j\omega)}{\prod_{l=1}^n (1 + T_l j\omega)} \quad (2.61)$$

determinând printr-o metodă oarecare constantele T_u și T_l . Funcția de transfer a elementului cercetat în acest caz este:

$$Y(s) = e^{-s\tau} \cdot Y_U(s) = \frac{\prod_{u=1}^m (1 + T_u s)}{\prod_{l=1}^n (1 + T_l s)} \cdot e^{-s\tau} \quad (2.62)$$

Funcția $Y_U(s)$ se determină studiind alura locului de transfer $Y(j\omega)$, construit pe baza datelor experimentale, iar timpul mort τ se determină din răspunsul indicial. Pentru calculul funcției de transfer $Y_U(s)$ pe baza caracteristicii $Y_k(j\omega)$ determinată experimental, au fost elaborate mai multe metode, dintre care cele mai expeditiv sunt cele bazate pe descompunerea în serie Taylor a caracteristicilor experimentale $Y_e(\omega)$ și $\varphi_e(\omega)$ și cele bazate pe construirea caracteristicii logaritmice, metode pe care le vom prezenta în cele ce urmează.

Metoda bazată pe descompunerea în serie Taylor constă în alegerea unei funcții de transfer $Y_U(s)$ care să aproximeze caracteristica experimentală $Y_e(j\omega)$ rezultată din caracteristica $Y(j\omega)$ după extragerea componentei $e^{-j\omega\tau}$ și $1/j\omega^e$.

Construind caracteristica $Y_e(\omega)$, se pot determina grafic ușor, din fig.1.13, valorile $\left. \frac{dY_e(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\tau}$ și $\left. \frac{d\varphi_e(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\tau}$. Totodată, pentru funcția de transfer admisă,

$$Y_U(s) = \frac{\prod_{k=1}^m (1 + T_k s)}{\prod_{l=1}^n (1 + T_l s)}, \text{ respectiv prin derivarea funcțiilor } Y_U(\omega) \text{ și } \varphi_U(\omega), \text{ se poate de}$$

asemenea calcula: $\left. \frac{dY_U(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\tau}$ și $\left. \frac{d\varphi_U(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\tau}$.

Deoarece seriile Taylor de dezvoltare în jurul punctului $\omega = \omega_n$ a funcțiilor $Y_e(\omega)$ și respectiv $Y_U(\omega)$, trebuie să fie identice:

$$\begin{aligned} Y_e(\omega) &= Y_e(\omega_\tau) + \left. \frac{dY_e(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\tau} \Delta\omega + \dots \\ Y_U(\omega) &= Y_U(\omega_\tau) + \left. \frac{dY_U(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\tau} \Delta\omega + \dots \end{aligned} \quad (2.63)$$

este necesar ca:

$$\begin{aligned}
 Y_e(\omega_\pi) - Y_u(\omega_\pi) &= 0 \\
 \varphi_e(\omega_\pi) - \varphi_u(\omega_\pi) &= 0 \\
 \left. \frac{dY_e(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\pi} - \left. \frac{dY_u(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\pi} &= 0 \\
 \left. \frac{d\varphi_e(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\pi} - \left. \frac{d\varphi_u(\omega)}{d\omega} \right|_{\omega=\omega_\pi} &= 0
 \end{aligned} \tag{2.64}$$

.....
 Din sistemul de ecuații (2.64) se pot determina constantele T_k și T_i .

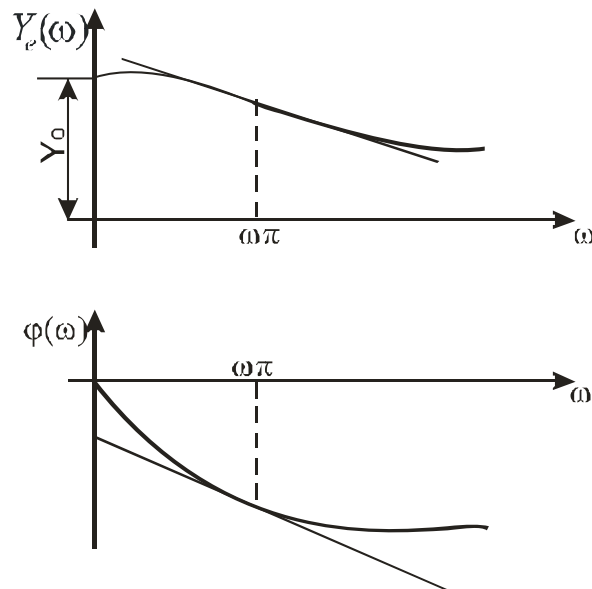


Fig.2.15 Determinarea grafică a derivatelor $Y(\omega)$ și $\varphi(\omega)$ în punctul $\omega = \omega_n$

Determinarea funcțiilor de transfer pe baza caracteristicilor logaritmice ale frecvenței presupune trasarea asimptotelor cu panta standard la caracteristicile determinate experimental. Această metodă permite și evidențierea polilor în origine și a timpului mort care caracterizează elementul cercetat, precum și structura funcției de transfer a acestuia. Metoda se poate utiliza pentru elementele și sistemele care îndeplinesc condiția de fază minimă.

Dacă procesul cercetat respectă condiția de fază minimă, se poate determina experimental numai $Y(\omega)$, iar pe baza acesteia se construiește și caracteristica $\varphi(\omega)$.

În acest caz se simplifică în mare măsură experimentul deoarece trebuie măsurate doar amplitudinile semnalului sinusoidal de intrare și ieșire. Ceea ce s-a menționat anterior nu este valabil pentru procese care au parametrii distribuiți și, ca atare, nu îndeplinesc condiția de fază minimă, funcția lor de transfer conținând un termen de forma $e^{-s\tau}$, a cărui prezență se manifestă în caracteristica de fază nu și în cea de amplitudine – pulsație.

Se știe că pentru funcția de transfer de forma:

$$Y(s) = \frac{k \cdot \prod_{k=1}^m (T_k s + 1) \cdot e^{-js}}{s^r \prod_{l=1}^n (T_l s + 1)} \quad (2.65)$$

caracteristicile logaritmice de frecvență (Bode) ale acesteia sunt:

$$Y_{dB}(\omega) = 20 \log Y(\omega) = 20 \log K + 20 \log \sum_{k=1}^m (T_k^2 \omega^2 + 1)^{1/2} - 20r \log \omega -$$

$$- 20 \log \sum_{l=1}^n (T_l^2 \omega^2 + 1)^{1/2}$$

$$\varphi(\omega) = -\omega\tau + \sum_{k=1}^m \arctg T_k \omega - r \cdot \frac{\pi}{2} - \sum_{l=1}^n \arctg T_l \omega \quad (2.66)$$

Componentele caracteristicii $Y_{dB}(\omega)$ pot fi reprezentate prin asimptote la caracteristicile experimentale $Y(\omega)$, reprezentată în coordonate logaritmice, cum se arată în fig.2.16.

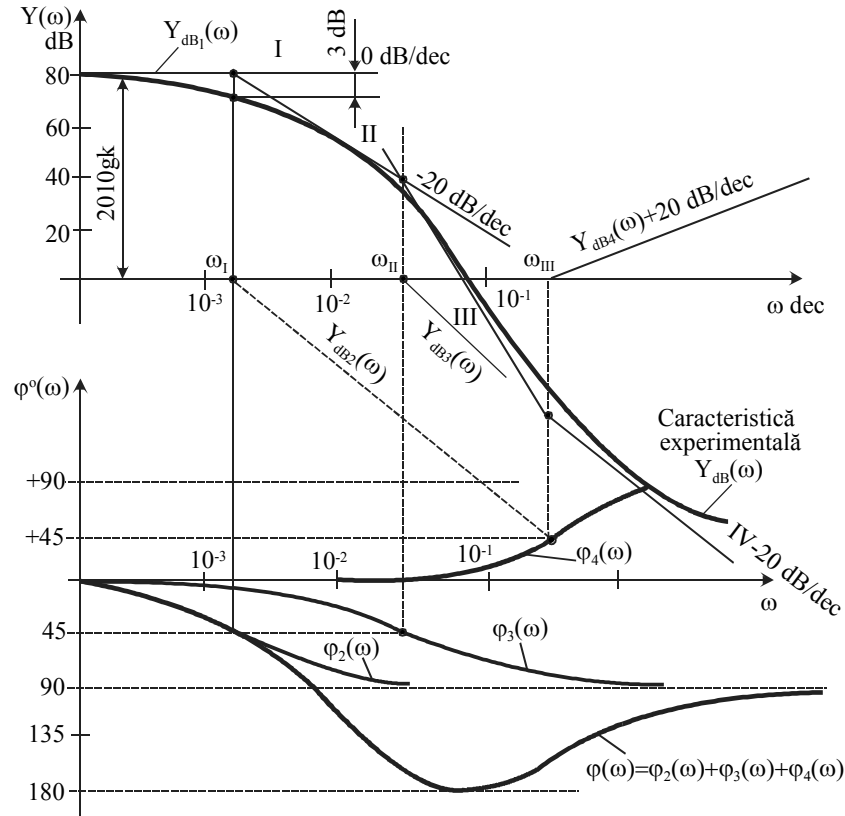


Fig.2.16 Determinarea funcțiilor de transfer pe baza caracteristicilor logaritmice de frecvență

CAP. 3 VARIANTE CONSTRUCTIVE PENTRU GENERAREA SEMNALELOR SINUSOIDALE

3.1 METODE DE GENERARE A SEMNALELOR SINUSOIDALE

În capitolul 2 am prezentat aspectele ce trebuie luate în considerare la identificarea dinamică a sistemelor. Având în vedere considerațiile făcute în capitolul anterior, pentru identificarea dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton am ales metoda ce folosește semnale de probă sinusoidale.

Astfel, pentru a determina caracteristica de frecvență, este suficientă doar compararea celor două semnale, aplicat la intrare și respectiv obținut la ieșire, pentru diferite pulsații ω , putându-se obține $\phi(\omega)$ și $Y(\omega)$, sau alte caracteristici $\text{Re}[Y(j\omega)]$, $\text{Im}[Y(j\omega)]$, etc.

Deci, pentru obținerea caracteristicilor de frecvență ale instalației de laborator cu turbină Pelton trebuie să aplicăm mărimii de intrare, care în cazul nostru este deschiderea acului injector, un semnal sinusoidal de o anumită amplitudine și frecvență și să înregistrăm variația mărimii de ieșire, care este turația ansamblului turbină – generator.

Pentru îndeplinirea acestui deziderat trebuie aleasă soluția optimă pentru deplasarea acului injector al turbinei după o lege sinusoidală. În continuare, voi analiza câteva metode de generare a semnalelor sinusoidale, pentru ca în final să pot alege soluția constructivă cea mai potrivită pentru stațiunea experimentală în care voi desfășura măsurătorile.

În ceea ce privește producerea semnalelor, semnalele sinusoidale ridică probleme deosebit de grele, având în vedere tocmai valoarea mică a pulsației acestora.

În vederea generării semnalelor sinusoidale, s-a recurs la folosirea amplificatoarelor operaționale pentru modelarea ecuației:

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2} + \omega_n^2 \cdot x(t) = 0 \quad (3.1)$$

a cărei soluție este o sinusoidă cu pulsația ω_n . Schema analogică de calcul este prezentată în fig.3.1a.

Deoarece soluția ecuației (3.1) este $x(t) = x(0) \cdot \cos \omega_n t$, rezultă că amplitudinea semnalului sinusoidal obținut la ieșire poate fi modificată, schimbând condițiile inițiale $x(0)$, iar pulsația ω se poate modifica fie prin variația capacităților C , fie prin variația rezistențelor R sau cu ajutorul potențiometrelor R_1 și R_2 , din fig.3.1b.

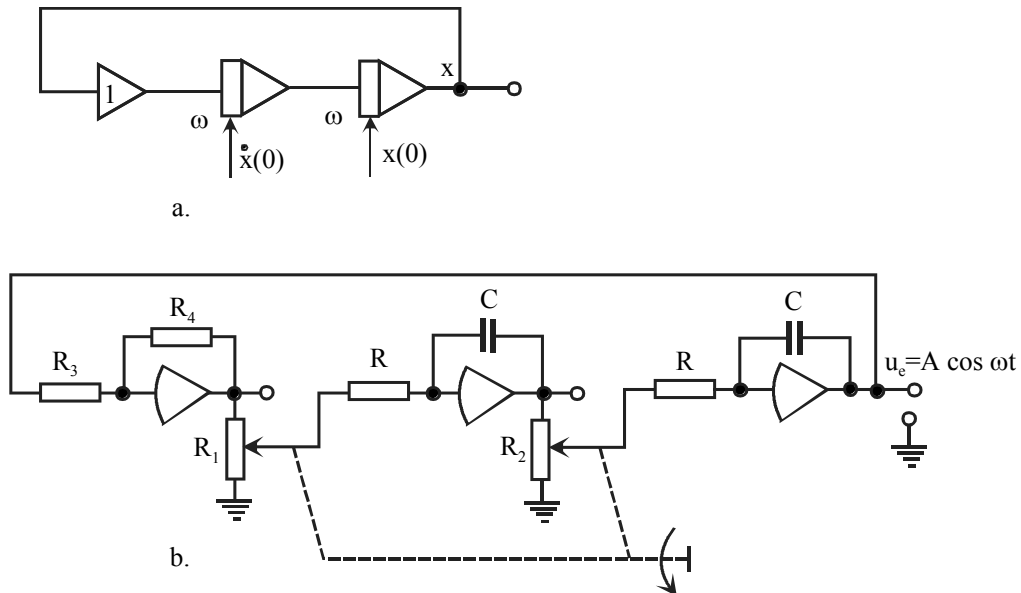


Fig.3.1 Generator electronic de semnale sinusoidale

Aceste generatoare electronice prezintă avantajul unei precizii mari și a unei mari comodități în utilizare, fiind lipsite de piese în mișcare.

Paralel cu perfecționarea acestora, care prezintă dezavantajul unei scheme electronice complicate, au fost realizate o mare diversitate de generatoare electromecanice și pneumomecanice.

O altă metodă pentru identificarea dinamică a turbinei Pelton este aceea care folosește un variator de turație. În continuare prezint partea din variator cu ajutorul căreia se poate imprima mărimii de intrare o variație sinusoidală, [3.2], [3.5].

Instalația este prezentată în fig.3.2.

Motorul asincron (1) acționează prin transmisia diferențială (2, 4) asupra cuplajului (3) a regulatorului (12). Dacă brațul port-satelit (4) al diferențialului este în repaus, atunci turația cuplajului (3) este egală cu turația nominală de funcționare a regulatorului, ea rămânând constantă dacă frecvența rețelei de alimentare cu curent electric a motorului de antrenare (1) rămâne constantă.

Sensul de rotație al cuplajului este contrar celui al motorului.

Dacă brațul port-satelit (4) al diferențialului este antrenat în sensul de rotație al motorului electric, atunci scade turația cuplajului, iar la rotația brațului port-satelit în sens contrar rotației motorului, crește turația cuplajului.

Pentru producerea oscilației sinusoidale a cuplajului (3) se rotește brațul port-satelit al diferențialului prin intermediul tije dințate (5) ce angrenează cu roata dințată (6) ce face corp comun cu brațul port-satelit. Tija dințată execută o mișcare de du-te – vino după o funcție sinusoidală dată de cama montată în interiorul cadrului (7). Cama este antrenată de un alt motor asincron (8) și turația ei poate fi reglată fără trepte cu ajutorul unui variator hidraulic (9). Reglarea frecvenței ω a mărimii de intrare se face prin alegerea turației dorite n_k cu ajutorul roții manuale de reglare a turației variatorului hidraulic. Transmisia este în așa fel încât turația reglată nu se modifică chiar dacă sarcina se modifică. Turația camei poate fi reglată între 0 și 1800 rot/min.

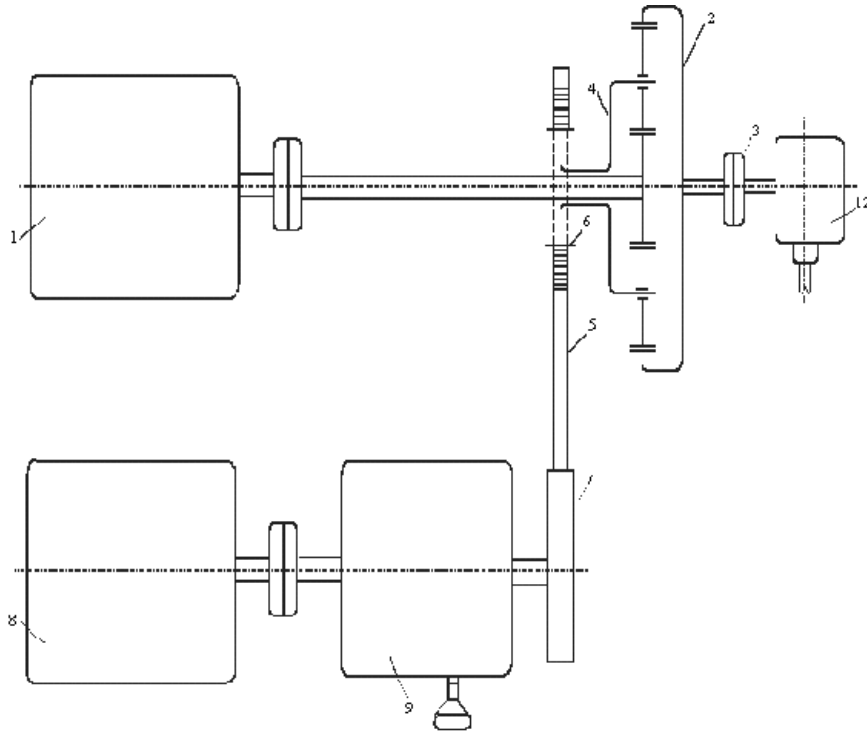


Fig.3.2 Generator mecanic de semnale sinusoidale

Amplitudinea mărimii de intrare poate fi reglată prin rotirea celor două came circulare una față de cealaltă de la 0 la 180° fără trepte.

În continuare se vor prezenta câteva soluții pentru mișcarea oscilatorie și calculul camelor.

Soluția prezentată în fig.3.3 are dezavantajul că nu se poate regla, cu ajutorul acestei came, amplitudinea mărimii de intrare.

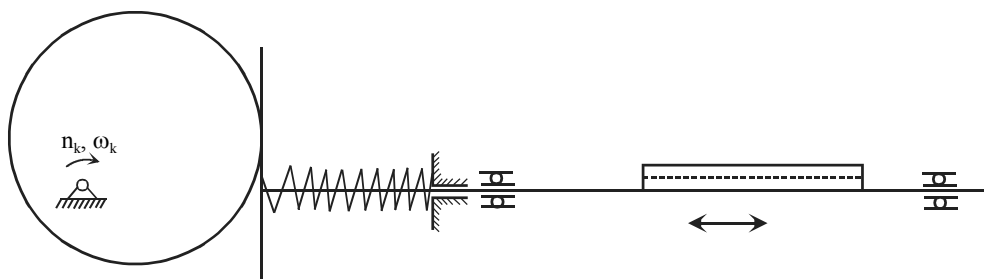


Fig.3.3 Mecanism cu camă fără reglarea amplitudinii semnalului sinusoidal

Acest dezavantaj este eliminat dacă se combină două came circulare, prezentate în fig.3.4.

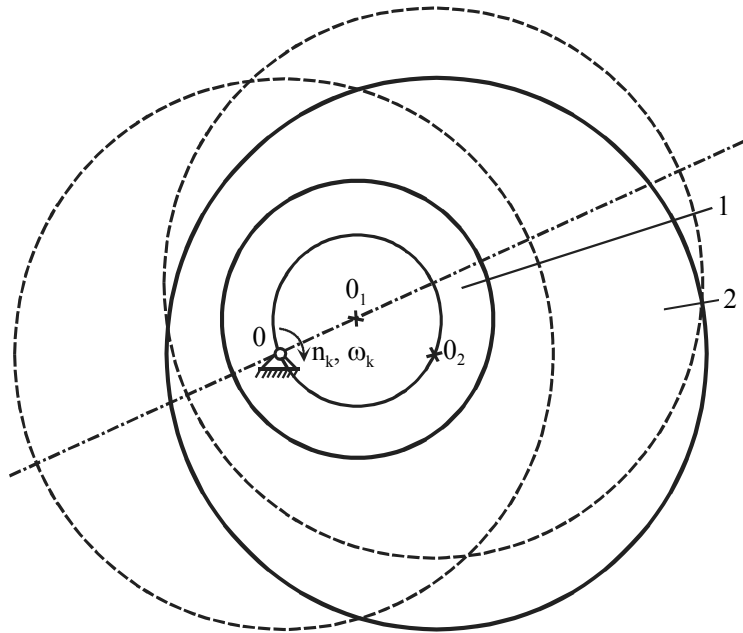


Fig.3.4 Came circulare combinate

Prin rotația camei (2) în jurul camei (1) se poate varia amplitudinea oscilației de la zero la valoarea maximă. Centrul camei (2) se rotește în jurul centrului O_1 pe un cerc ce trece prin punctul fix O al camei (1).

Pentru execuție s-a ales soluția din fig.3.5.

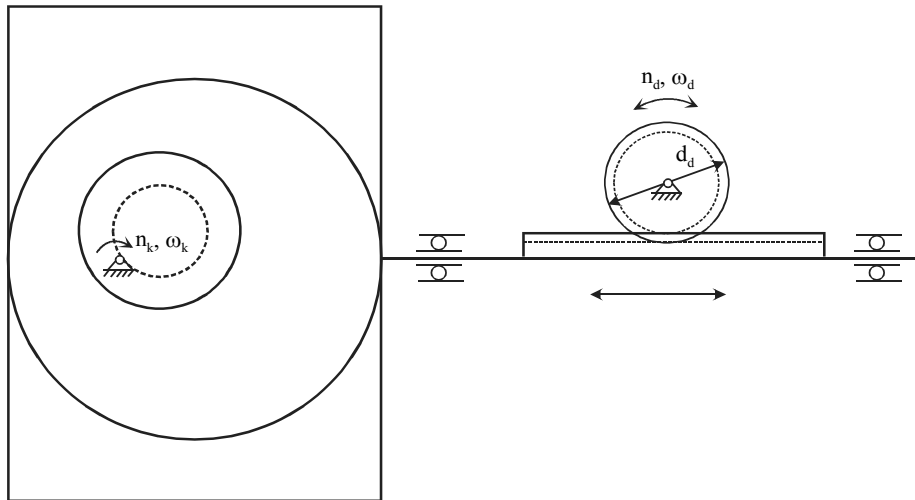


Fig.3.5 Mecanism cu două came circulare combinate

Pentru a determina valoarea amplitudinii de intrare se consideră fig.3.6, în care s-a notat: R_1 – raza camei (1), R_2 – raza camei (2), R_a – raza minimă realizată de cele două came, R_b – raza maximă realizată de cele două came, e – excentricitatea camei (1), egală cu excentricitatea camei (2) față de cama (1). Cursa cremalierii este $s = R_b - R_a$.

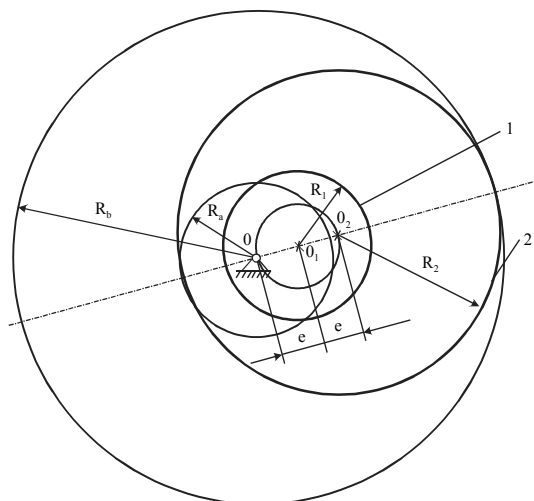


Fig.3.6 Determinarea amplitudinii de intrare la două came circulare combinate

De asemenea, se consideră fig.3.7, în care cercurile trasate cu linie - punct reprezintă:

- cercul de rază „e” cu centrul în O_1 este cercul pe care se rotește centrul camei mari în jurul camei mici;
- cercul de rază $\overline{OO_2}$ cu centrul în O este cercul pe care se rotește centrul camei mari în jurul punctului fix.

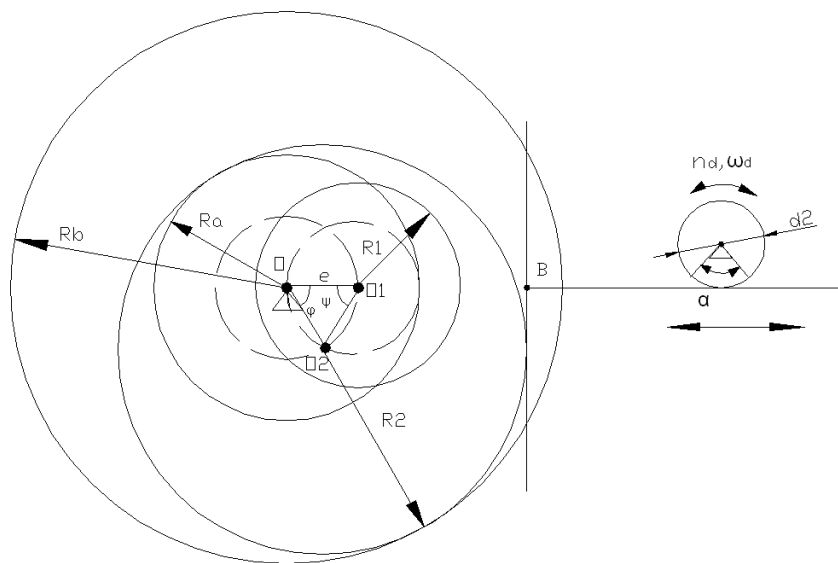


Fig.3.7 Geometria mecanismului cu came circulare combinate

Cursa cremalierii este:

$$s = 2\overline{OO_2} = 4e \sin \frac{\psi}{2} \quad (3.2)$$

$$R_b = R_2 + \overline{OO_2} = R_2 + 2e \sin \frac{\psi}{2} \quad (3.3)$$

$$R_a = R_b - s = R_2 - 2e \sin \frac{\psi}{2} \quad (3.4)$$

Se va determina în continuare turația roții de diametru „ d_d ”. Pentru aceasta se scrie:

$$V_B = V_{O_2} \cdot \sin \varphi \quad (3.5)$$

$$V_{O_2} = \omega_k \cdot \overline{OO_2} = 2\omega_k e \sin \frac{\psi}{2} \quad (3.6)$$

$$V_B = 2\omega_k \cdot e \cdot \sin \frac{\psi}{2} \sin \varphi \quad (3.7)$$

Spațiul parcurs de punctul B al tijei este:

$$s = \frac{d_d}{2} a \quad (3.8)$$

$$V_B = \frac{ds}{dt} = \frac{d_d}{2} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d_d}{2} \cdot \omega_d \quad (3.9)$$

Din relațiile (3.7) și (3.9) se deduce:

$$2\omega_k e \sin \frac{\psi}{2} \sin \varphi = \frac{d_d}{2} \omega_d \quad (3.10)$$

Viteza unghiulară a roții d_d este:

$$\omega_d = 4 \cdot \frac{e}{d_d} \sin \frac{\psi}{2} \omega_k \sin \varphi \quad (3.11)$$

Se observă că turația roții de diametru d_d are o variație sinusoidală:

$$n_d = 4 \cdot \frac{e}{d_d} \sin \frac{\psi}{2} n_k \sin \varphi \quad (3.12)$$

Raportul de transmitere al diferențialului este:

$$i_{ab}^H = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = 4 \quad (3.13)$$

unde n_a este turația a motorului electric iar n_b este turația de ieșire din diferențial.

În acest caz $n_H = n_d$.

Din relația (3.13) se deduce:

$$n_b = \frac{n_a}{4} + \frac{3}{4} n_d \quad (3.14)$$

Variația turației la intrare în regulator va fi:

$$\Delta n_b = \frac{3}{4} n_d = 3 \cdot \frac{e}{d_d} \sin \frac{\psi}{2} \cdot n_k \cdot \sin \varphi \quad (3.15)$$

Amplitudinea oscilațiilor la intrare în regulator va fi:

$$x_0 = \frac{\Delta n_b}{n_b} = 3 \cdot \frac{e}{d_d} \sin \frac{\psi}{2} \cdot \frac{n_k}{n_b} \cdot \sin \varphi \quad (3.16)$$

Amplitudinea oscilațiilor de intrare în regulator poate fi modificată în mod continuu prin schimbarea unghiului ψ , dat de rotația relativă a celor două came una față de cealaltă.

$$x_{0\max} = 3 \cdot \frac{e}{d_d} \sin \frac{\psi}{2} \cdot \frac{n_k}{n_b} \quad (3.17)$$

Din fig.3.8 se observă că oscilația de intrare în regulator are o variație pur sinusoidală. Impunând condiția $3e = d_d$, rezultă:

$$x_0 = \sin \frac{\psi}{2} \cdot \frac{n_k}{n_b} \cdot \sin \varphi \quad (3.18)$$

Din relația (3.18) se observă că variația oscilației de intrare se poate determina teoretic prin citirea unghiului ψ care rămâne constant pentru un regim de încercare și prin măsurarea turației camelor, n_k , când $n_b = 750$ rot/min.

Eroarea relativă de determinare a amplitudinii de intrare va fi:

$$\frac{\Delta x_0}{x_0} = \sqrt{\left(\frac{\Delta \psi}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta n_k}{n_k} \right)^2 + \left(\frac{\Delta n_b}{n_b} \right)^2} \quad (3.19)$$

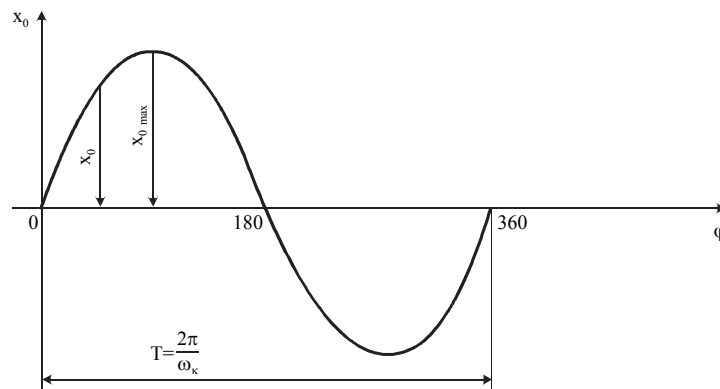


Fig.3.8 Forma oscilației de intrare

La amplitudini foarte mici ale oscilației de intrare, precizia de citire a unghiului este $f_\psi = \pm 1,5\%$ iar turația camelor, n_k , poate fi determinată cu o precizie $f_k = \pm 0,2\%$. Turația n_b de intrare în tahoregulator se poate determina cu un tahometru prin măsurarea turației de antrenare a motorului asincron cu precizia de $f_b < \pm 0,5\%$.

Determinarea amplitudinii x_0 a mărimii de intrare apare, în cazul cel mai defavorabil, cu o precizie:

$$f_{x_0} = \sqrt{f_{\psi}^2 + f_k^2 + f_b^2} = \sqrt{1,5^2 + 0,2^2 + 0,5^2} \cong 1,6\% \quad (3.20)$$

Soluția prezentată anterior asigură mărimii de intrare atât amplitudini cât și frecvențe diferite, dar datorită dimensiunilor de gabarit prea mari, variatorul de turație nu poate fi folosit în cadrul stațiunii cu turbină Pelton care urmează a fi identificată.

Am analizat în continuare un mecanism cu came sinusoidale cu tchet de translație. Pentru a obține amplitudini diferite ale semnalului am proiectat cinci came care au curse diferite. Pentru a obține frecvențe diferite ale semnalului voi folosi pentru antrenarea axului pe care este montată cama un motor de curent continuu la care turația variază în funcție de tensiune. Montajul realizat va fi prezentat ulterior.

Pe baza relațiilor din teoria mecanismelor, prezentate în [3.1], [3.3] și [3.4], voi proiecta camele cu lege de mișcare sinusoidală, cu ajutorul unui program în Matlab.

În continuare voi face câteva precizări asupra mecanismelor cu came de rotație și tcheteți în translație, cu lege de mișcare sinusoidală.

Pentru realizarea dezideratului propus, se poate folosi o camă astfel profilată încât să asigure variația accelerației tchetului după o sinusoidă cu perioada t_1 , conform relației:

$$a = A \sin \frac{2\pi}{t_1} t \quad (3.20)$$

După integrarea succesivă de două ori se obține viteza și deplasarea tchetului:

$$v = -A \frac{t_1}{2\pi} \cos \frac{2\pi}{t_1} t + C_1 \quad (3.21)$$

$$s = -A \left(\frac{t_1}{2\pi} \right)^2 \sin \frac{2\pi}{t_1} t + C_1 t + C_2 \quad (3.22)$$

Ținând seama de condițiile limită:

$$t = 0, s = 0, v = 0$$

$$t = t_1, s = h, v = 0$$

rezultă constantele din ecuațiile anterioare:

$$C_1 = \frac{h}{t_1}, \quad C_2 = 0, \quad A = \frac{2\pi h}{t_1^2} \quad (3.23)$$

Se obțin astfel legile de mișcare ale tachelului:

$$\begin{cases} a = 2\pi \frac{h}{t_1^2} \sin \frac{2\pi}{t_1} t; \\ v = \frac{h}{t_1} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{t_1} t \right) \\ s = h \left(\frac{t}{t_1} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{t_1} t \right) \end{cases} \quad (3.24)$$

La proiectarea mecanismelor cu camă, un rol important îl are unghiul de presiune și gabaritul camei. La mecanismele cu camă, prin unghi de presiune, α , se înțelege unghiul format de forța cu care cama acționează asupra tachelului, respectiv reacțiunea din cupla superioară, și direcția vitezei punctului de aplicație al acestei reacțiuni. Din condiția de mișcare a tachelului în ghidaj, în [5] s-a ajuns la relația unghiului de presiune critic și anume:

$$\operatorname{tga}_{cr} = \frac{1}{\mu(1 + 2y/l)} \quad (3.25)$$

în care: μ – coeficientul de frecare, y – lungimea tachelului de la centrul rolei la ghidaj iar l – lungimea ghidajului.

Pentru o bună funcționare a mecanismului este necesar ca pentru orice poziție a camei să fie satisfăcută condiția: $\alpha < \alpha_{cr}$, astfel apare fenomenul de blocare a tachelului. Pentru evitarea autoblocării se impune un unghi de presiune admisibil, α_{ad} . Deci, este necesar ca unghiul de presiune să fie limitat superior. Se menționează totuși că α nu trebuie să aibă nici o valoare prea mică, deoarece în acest caz dimensiunile mecanismului cresc prea mult.

Astfel, în proiectarea camelor, o problemă importantă o constituie stabilirea gabaritului optim al camei, care de fapt e corelat direct cu raza minimă a camei sau raza de bază r_0 . Pe de-o parte, din rațiuni economice și de folosire judicioasă a spațiului, se tinde spre came mici, dar pe de altă parte, unghiul de presiune crește odată cu scăderea razei minime, ceea ce duce la scăderea randamentului mecanic, existând și pericolul de blocare. Deci, alegerea razei de bază se va face astfel încât unghiul de presiune să nu depășească α_{ad} .

În mod curent, pentru mecanismul cu tchet de translație, unghiul de presiune admisibil se limitează la $\alpha_{ad.} = 45^\circ$, optim fiind 30° .

În continuare, având în vedere considerațiile anterioare și folosind programul de proiectare a camelor sinusoidale, realizat în Matlab, se construiește profilul real pentru fiecare din cele cinci came, care au cursa h egală cu 4, 6, 8, 10 și respectiv 12 mm. Se pot obține astfel, pentru semnalul de intrare, amplitudini de 2, 3, 4, 5 și respectiv 6 mm.

De exemplu, pentru cama sinusoidală cu cursa tchetului $h = 4$ mm, se scrie:

```
>> cama_sin
```

```
introduceți h=4
```

```
introduceți unghiul de urcare  $\varphi_1$  [rad] = 1.553, ( $89^\circ$ )
```

```
introduceți unghiul de staționare superior  $\varphi_2$  [rad] = 0.034, ( $2^\circ$ )
```

```
introduceți unghiul de coborâre  $\varphi_3$  [rad] = 1.553, ( $89^\circ$ )
```

```
introduceți unghiul de staționare inferior  $\varphi_4$  [rad] = 3.141, ( $180^\circ$ )
```

```
introduceți pasul  $p = \pi/72$ 
```

Se calculează accelerația, viteza și deplasarea în funcție de variația unghiului φ .

Pentru a determina profilul teoretic și respectiv real al camei, se introduc raza cercului de bază, $r_0 = 26$ mm și raza rolei $r_r = 6,5$ mm. Programul se rulează pentru fiecare cursă h a tchetului menționată anterior. Astfel sunt proiectate toate cele cinci came sinusoidale.

În figurile următoare se reprezintă variația accelerației, vitezei și deplasării tchetului și profilul real al camelor cu h egal cu 4, 6, 8, 10 și respectiv 12 mm. Am ales reprezentarea deplasării tchetului în funcție de unghiul φ pentru a arăta că acesta se deplasează după o lege armonică.

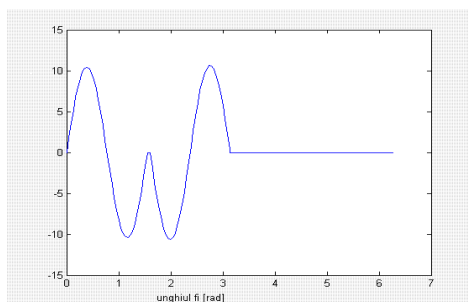


Fig.3.9 Variația accelerației tchetului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 4$ mm

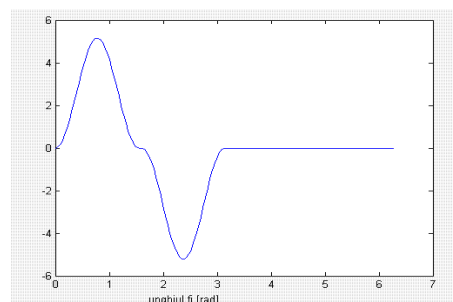


Fig.3.10 Variația vitezei tchetului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 4$ mm

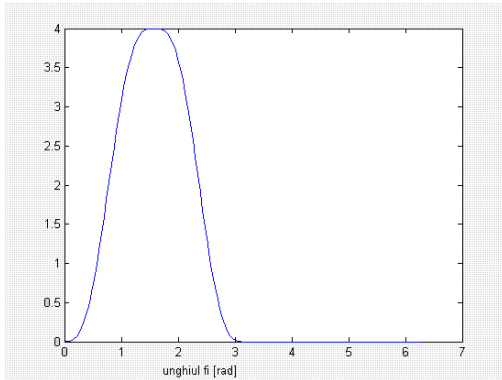


Fig.3.11 Variația deplasării tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 4$ mm

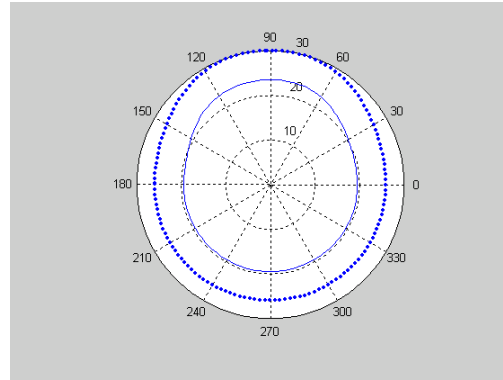


Fig.3.12 Profilul real al camei pentru $h = 4$ mm

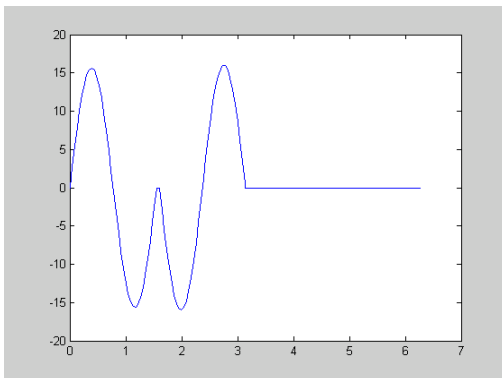


Fig.3.13 Variația accelerației tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 6$ mm

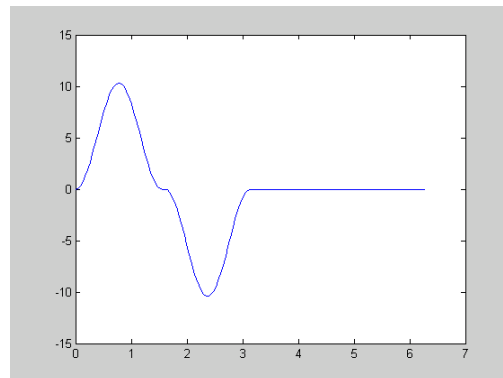


Fig.3.14 Variația vitezei tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 6$ mm

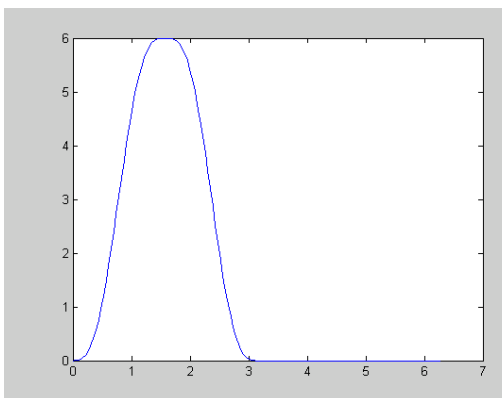


Fig.3.15 Variația deplasării tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 6$ mm

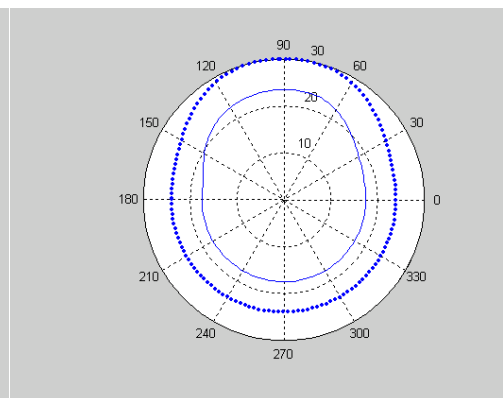


Fig.3.16 Profilul real al camei pentru $h = 6$ mm

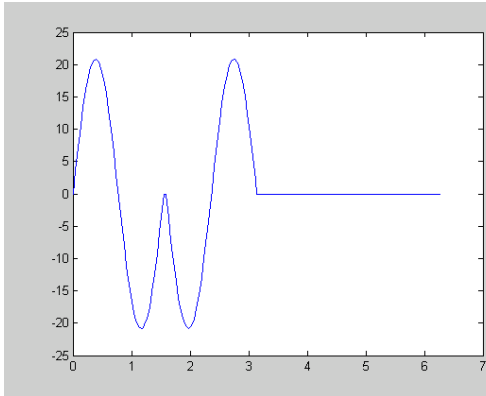


Fig.3.17 Variația accelerației tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 8$ mm

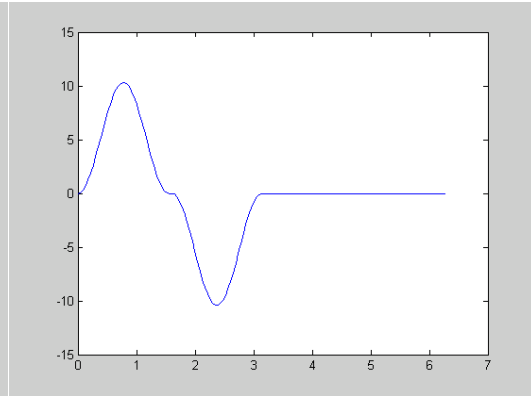


Fig.3.18 Variația vitezei tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 8$ mm

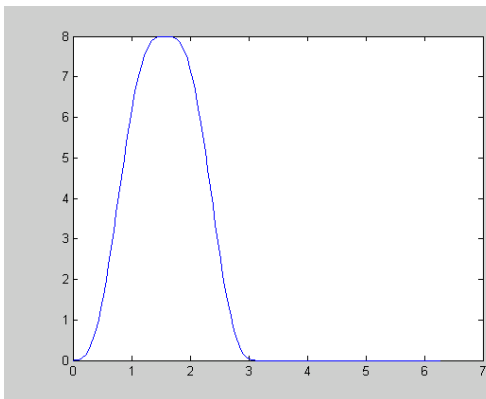


Fig.3.19 Variația deplasării tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 8$ mm

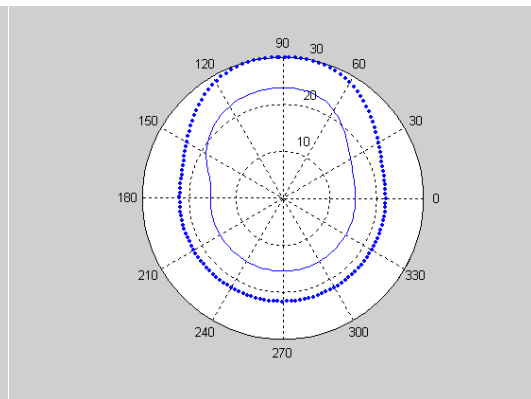


Fig.3.20 Profilul real al camei pentru $h = 8$ mm

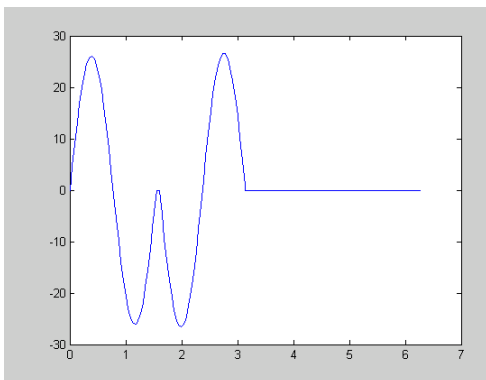


Fig.3.21 Variația accelerației tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 10$ mm

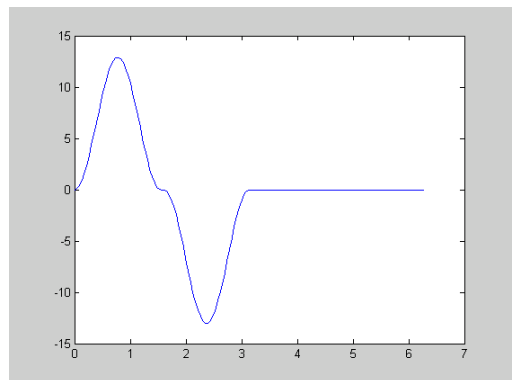


Fig.3.22 Variația vitezei tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 10$ mm

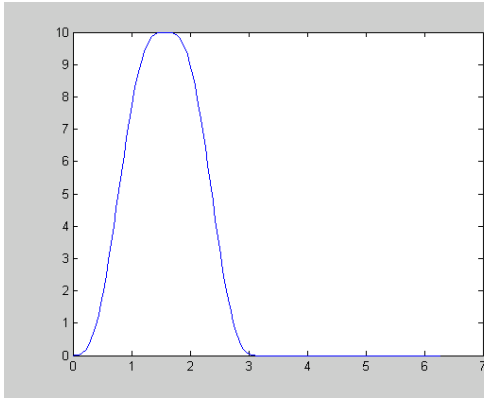


Fig.3.23 Variația deplasării tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 10$ mm

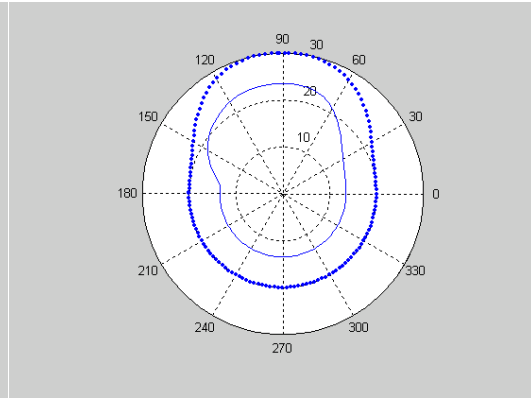


Fig.3.24 Profilul real al camei pentru $h = 10$ mm

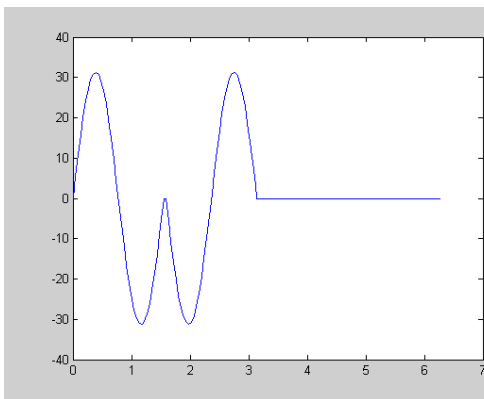


Fig.3.25 Variația accelerației tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 12$ mm

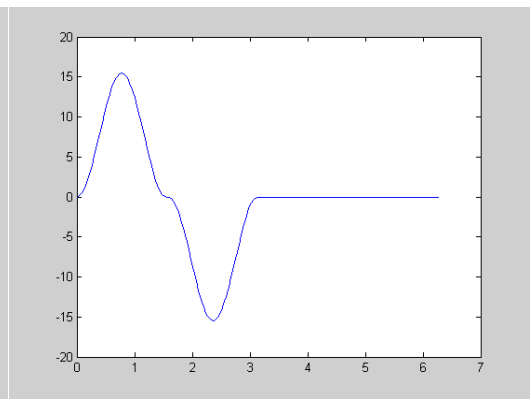


Fig.3.26 Variația vitezei tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 12$ mm

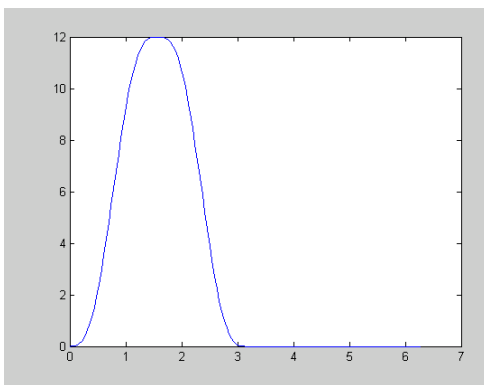


Fig.3.27 Variația deplasării tachelului în funcție de unghiul φ , pentru $h = 12$ mm

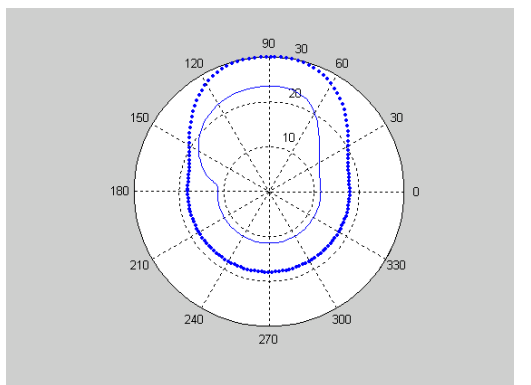


Fig.3.28 Profilul real al camei pentru $h = 12$ mm

Astfel, au fost proiectate camele care pot asigura amplitudini diferite ale semnalului sinusoidal aplicat mărimii de intrare a procesului.

Pentru fiecare camă în parte, care înseamnă o amplitudine a semnalului de intrare, am făcut un set de măsurători la diferite frecvențe ale semnalului, modificând tensiunea sursei de alimentare a motorului de curent continuu ce antrenează mecanismul cu came. Dispozitivul cu care am realizat acest set de măsurători este prezentat în subcapitolul următor. Durata fiecărei măsurători a fost de un minut, la o rată de eșantionare de 10 eșantioane pe secundă pentru fiecare din mărimile măsurate. Setul de date achiziționate pentru fiecare din măsurătorile efectuate a fost salvat într-un fișier Excel iar înregistrările în timp real au fost salvate în fișierul pe care l-am denumit "Stand Probe" în VI Logger Tasks, în programul de achiziție al plăcii de achiziții, VI Logger.

În fig.3.29 prezint pentru una din camele proiectate, prezentate anterior, ecranul corespunzător înregistrării în timp real.

Însă, analizând deplasarea tchetului în funcție de unghiul φ se constată că aceste came sinusoidale nu pot asigura mărimii de intrare un semnal sinusoidal pur datorită faptului că, pentru un anumit interval de timp, rola se deplasează pe cercul de bază al camei. În acest fel, în timpul unei rotații a camei, se obține atât un semnal ce variază după o lege sinusoidală cât și un semnal staționar.

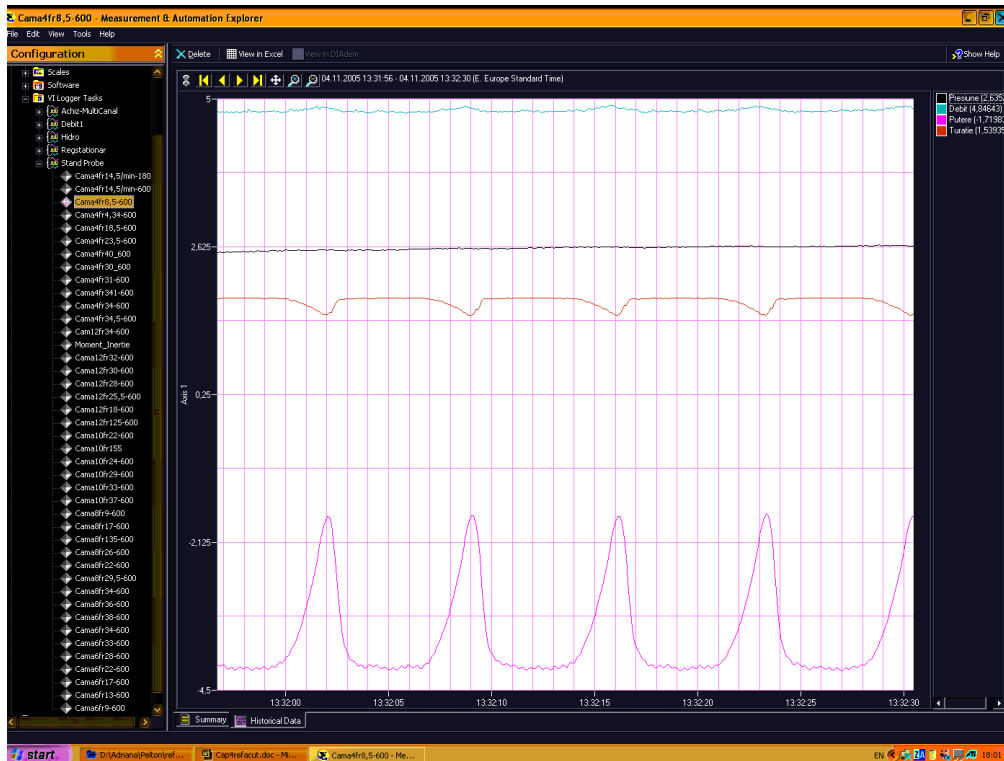


Fig. 3.29 Datele înregistrate pentru cama cu $h = 4$ mm, frecvența 0,14 Hz

În aceste condiții, pentru a obține un semnal sinusoidal pur pe toată rotația camei, am realizat un set de cinci came cilindrice. La acest tip de came, pentru ca tachelul să se deplaseze după o lege sinusoidală, gaura de montare a camei pe axul de rotație se poziționează excentric față de centrul camei. Valoarea acestei excentricități este tocmai amplitudinea semnalului sinusoidal.

Astfel, pentru a obține amplitudini diferite ale semnalului de intrare, am proiectat cinci came cilindrice care se montează pe axul de rotație cu o excentricitate de 2, 3, 4, 5 și respectiv 6 mm, ceea ce înseamnă că amplitudinea semnalului de intrare va fi, în funcție de cama folosită, de 2, 3, 4, 5 și respectiv 6 mm.

3.2 GENERATORUL DE SEMNALE SINUSOIDALE

Având în vedere cele precizate în Capitolul 2 cu privire la identificarea dinamică a turbinelor hidraulice, în acest subcapitol voi prezenta soluția aleasă pentru efectuarea măsurărilor în regim dinamic, în stațiunea de laborator, [3.6].

În cazul în care i se aplică elementului un semnal sinusoidal la intrare $x_i(t)$, de amplitudine A_i , atunci la ieșirea elementului, după trecerea unui interval de timp oarecare, apar oscilații stabilizate ale mărimii de ieșire $x_e(t)$, cu aceeași pulsație ω , însă cu altă amplitudine A_e și cu un decalaj de fază față de oscilațiile introduse la intrare.

Turbina Pelton, la fel ca oricare element hidraulic, formează un cuadripol informațional ce este caracterizat dinamic printr-o matrice de transfer a mărimilor de intrare și ieșire. Funcționarea variabilă în timp depinde de cauza inițială a regimului nestaționar și nepermanent din mașină. Se poate preciza în acest caz că la turbinele hidraulice apare o concluzie concomitentă a regimurilor nestaționare și nepermanente în orice situație tranzitorie sau definitivă de funcționare modificabilă în timp. Analiza acestor regimuri, în cazul turbinelor hidraulice, poate fi descrisă cu ajutorul triunghiului vitezelor curenților de lichid din rotorul turbomașinii.

În cazul turbinelor Pelton, funcționarea variabilă în timp apare în următoarele situații:

- regimul de mișcare nestaționară a rotorului se produce pe seama unor momente rezistente variabile. Triunghiul vitezelor la intrare se modifică deoarece turația și viteza unghiulară scad pe măsură ce crește momentul rezistent;
- regimul de mișcare nepermanent a lichidului din rotor apare sub acțiunea modificării poziției acului injector, care este principalul organ de reglare a debitului turbinei Pelton. Spre exemplu, micșorarea deschiderii injectorului modifică viteza absolută la intrare ca direcție, modificând debitul Q , și viteza meridiană;
- regimul de mișcare nepermanent a lichidului din rotor se modifică pe seama variației căderii turbinei hidraulice, prin acționarea asupra vanei de la intrarea în turbină. În acest caz, viteza absolută la intrare se modifică ca mărime, fără a-și schimba direcția.

Având în vedere cele precizate anterior, am ales ca funcționarea variabilă în timp să se obțină prin modificarea poziției acului injector. Astfel, la turbina Pelton, reglarea debitului se face prin modificarea cursei acului injector, care este mărimea de intrare a procesului. Pentru ca deplasarea acului să se facă după o lege sinusoidală am proiectat mecanismul cu came prezentat în subcapitolul anterior. Cele cinci came cilindrice, alese în urma analizei soluțiilor de generare a semnalelor sinusoidale, asigură amplitudini diferite ale semnalului de intrare. Tachetul în mișcare de translație, unul singur pentru toate camele, este tocmai tija acului injector. Pentru a putea realiza acest lucru am reconstruit, la aceeași scară și la aceleași dimensiuni, tronsonul de conductă al instalației ce conține unul din injectoarele stațiunii. În fig.3.30 am reprezentat la scară o secțiune longitudinală a injectorului.

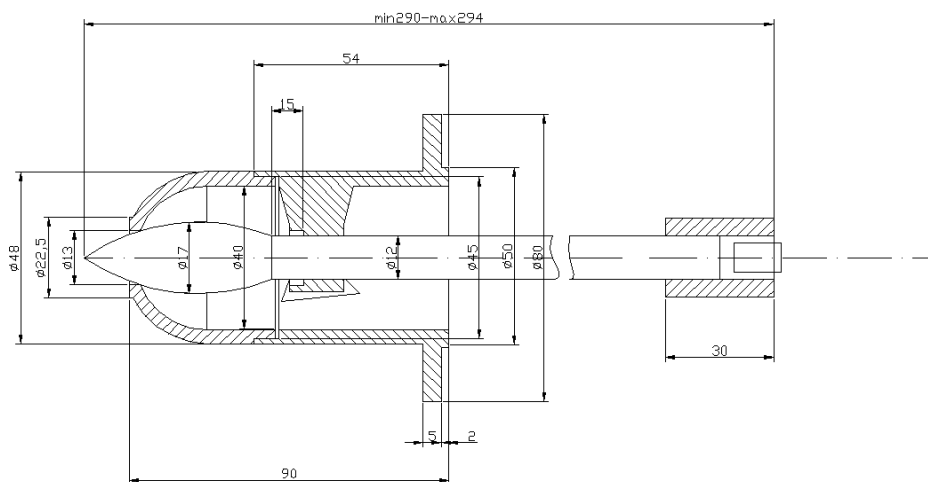


Fig.3.30 Secțiune longitudinală prin noul injector al turbinei Pelton

Noul injector are tija acului prelungită și are montată la extremitatea acesteia rola ce se va deplasa pe profilul real al celor cinci came. Injectorul este prezentat în fig.3.31.



Fig.3.31 Injectorul turbinei Pelton

În fig.3.32 sunt prezentate patru din cele cinci came ce vor fi folosite pentru măsurători, cea de-a cincia fiind montată deja în dispozitiv. De asemenea în fig.3.33 este prezentat mecanismul cu camă, cu tchet de translație și rolă. Axul pe care se montează cama este conic, asigurând schimbarea cu ușurință a camelor în timpul măsurătorilor.



Fig.3.32 Set de came pentru măsurători

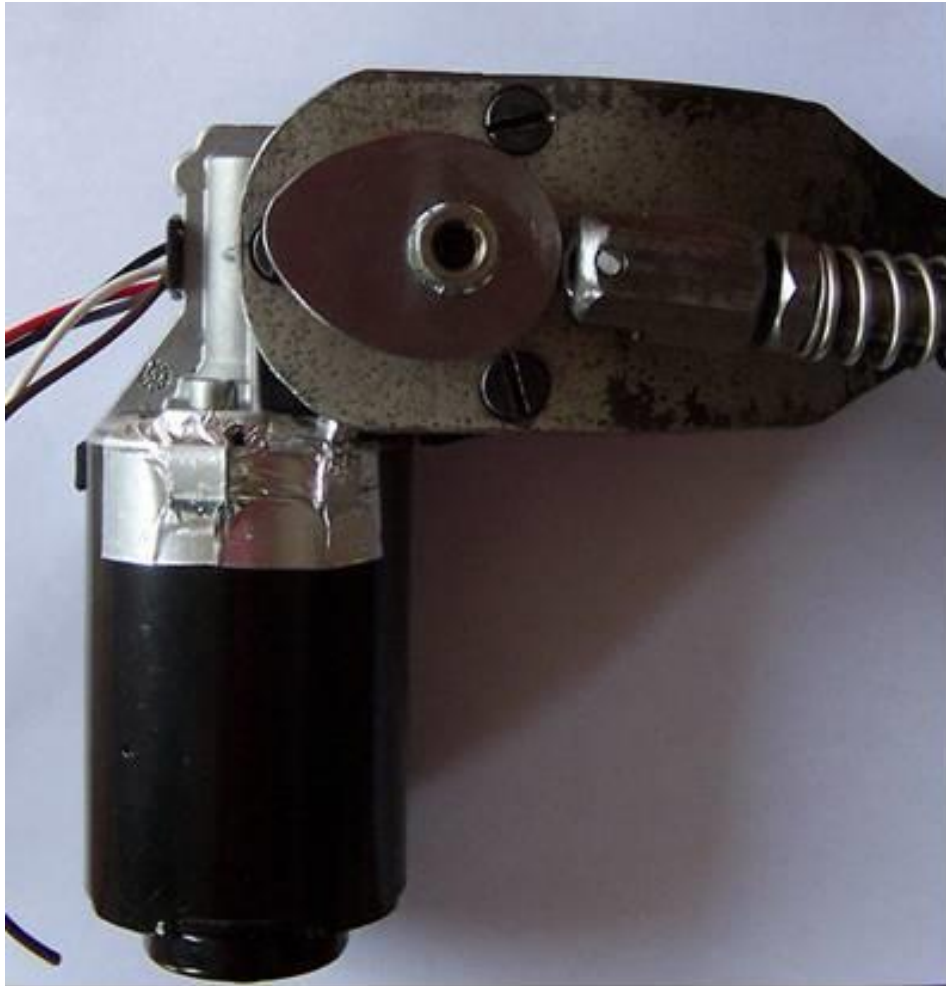


Fig.3.33 Mecanismul cu camă, tchet de translație și rolă

Deci, pentru a obține amplitudini diferite ale semnalului sinusoidal aplicat mărimii de intrare se folosesc camele cilindrice prezentate anterior, care au excentricitățile de 2, 3, 4, 5 și respectiv 6 mm.

Pentru a obține frecvențe diferite ale semnalului, mecanismul cu camă este antrenat de un motor de curent continuu, alimentat de la o sursă de tensiune continuă variabilă. Legătura dintre motorul electric și mecanismul cu camă s-a făcut printr-un angrenaj melcat. Ansamblul motor – sursă de alimentare este prezentat în fig.3.34.



Fig.3.34 Partea electrică a dispozitivului realizat

Am folosit pentru realizarea dispozitivului un motor de curent continuu deoarece se știe că turația acestuia variază cu tensiunea. În fig.3.35 am reprezentat graficul variației turației cu tensiunea, pentru mersul în gol al dispozitivului. Pentru funcționarea acestuia în instalație, la efectuarea măsurătorilor, va trebui calibrată această variație pentru mersul în sarcină.

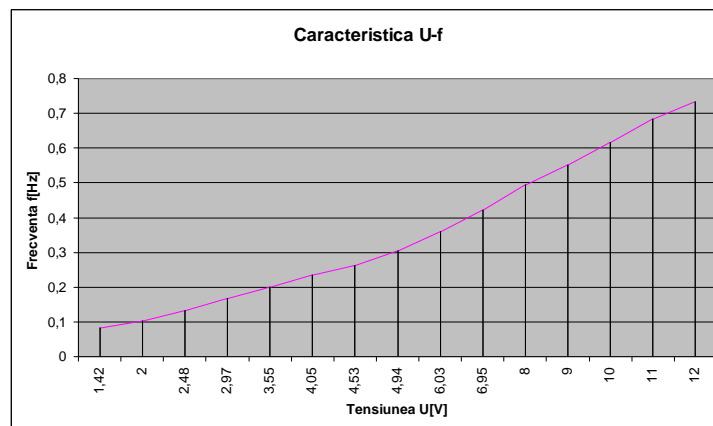


Fig.3.35 Variația frecvenței cu tensiunea pentru motorul de curent continuu

În fig.3.36, combinând toate elementele prezentate anterior, prezint dispozitivul realizat pentru aplicarea, la intrarea procesului, a unor semnale sinusoidale de amplitudini și frecvențe diferite.

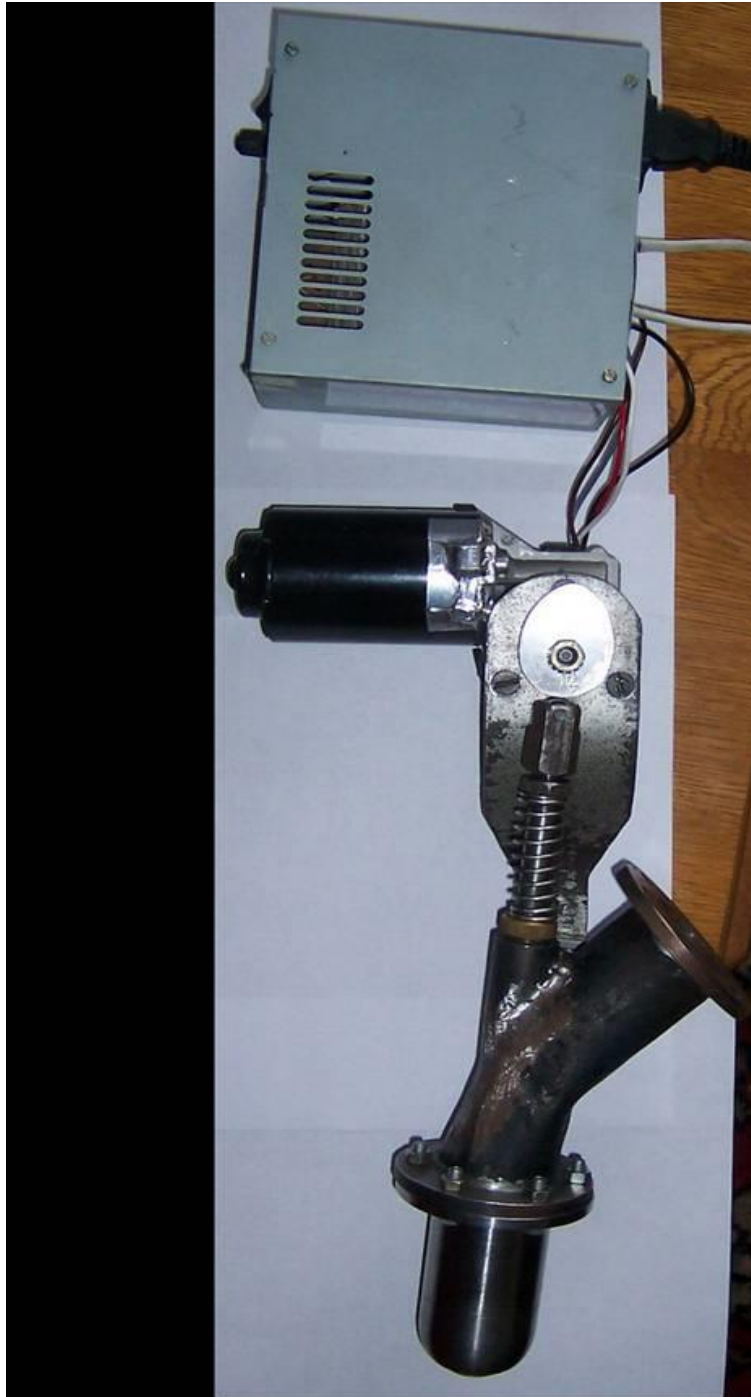


Fig.3.36 Dispozitiv pentru generarea semnalelor sinusoidale.

CAP.4 FUNCȚII DE TRANSFER PENTRU TURBINA HIDRAULICĂ TANGENȚIALĂ DE TIP PELTON

4.1 COMPORTAREA ÎN REGIM DINAMIC A TURBINELOR PELTON

Având în vedere că turbinele hidraulice sunt parte din sistemul electroenergetic, exploatarea acestora semnaleză uneori funcționarea nestaționară a hidroagregatului, regimuri tranzitorii cu modificări semnificative ale unor parametri ai mașinii hidraulice și chiar funcționare nestabilă a ansamblului, [4.1], [4.2], [4.3].

Analiza regimurilor nestaționare de funcționare a turbinelor hidraulice este o problemă dificilă datorită faptului că ecuațiile curentului lichid sunt neliniare, deoarece amenajarea hidroenergetică se pretează la modelare ca un sistem cu parametri distribuiți și pentru că mașina hidraulică se găsește la intersecția unor elemente cu caracter hidromecanic, stereomecanic (mașini și construcții) și electric.

Astfel, faptul că centrala este foarte complexă, caracteristicile cerute ar fi următoarele:

- necesitatea unui model analitic precis pentru turbină, obținut prin ecuațiile de bază ale conservării și care să permită reprezentarea și a interacțiunilor nehidraulice;
- interacțiunea dintre generator, sistemul de excitație și rețeaua electrică, care este foarte importantă în câmpul frecvențelor, trebuie luată în considerare prin intermediul unor modele care sunt disponibile;
- deoarece sistemul este foarte complex iar întregul model este mare, trebuie ca acest model să fie modular astfel încât substituirea submodelelor să nu fie dificilă

Se vor prezenta diferite modele parțiale ce încearcă să cuprindă elementele considerate importante și care permit investigarea în continuare a dinamicii sistemului prin diferite metode a comportării în domeniul timpului sau frecvențelor și studiul stabilității turbinei hidraulice.

În continuare, este prezentat modelul matematic al unui sistem generator de energie, care conține o turbină hidraulică tangențială, cu un sistem de conducte de aducțiune și forțate, care alimentează o rețea electrică, scopul fiind analiza comportării dinamice a turbinelor, [4.4], [4.5], [4.6].

În fig.4.1 este reprezentată schema de bază a unei centrale hidroelectrice echipată cu o turbină Pelton cu injector și deflector, mărimile care ar putea fi măsurate fiind încercuite pe schemă.

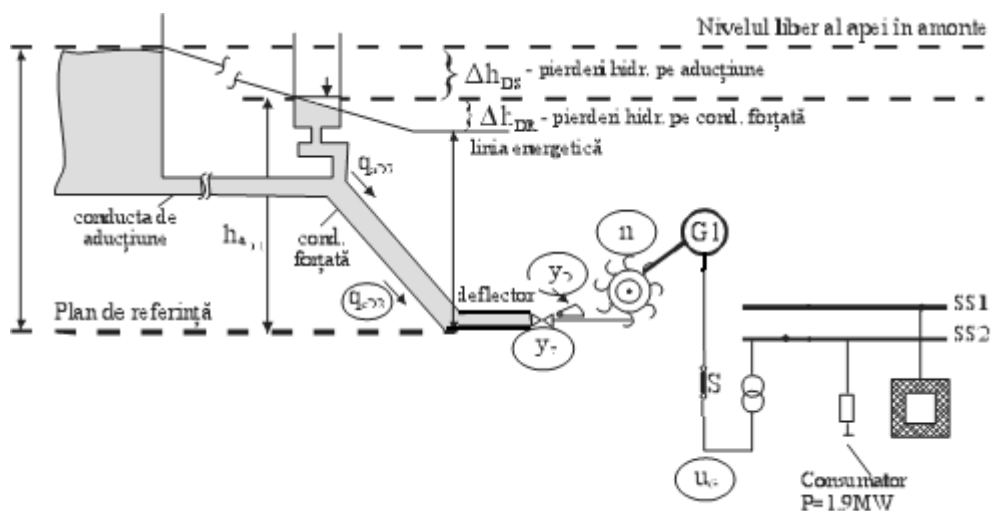


Fig.4.1 Schema de bază a unei centrale hidroelectrice cu turbine Pelton

Mărimile care apar pe schemă sunt: puterea activă p_G ; puterea reactivă q_G ; turația n ; tensiunea la bornele generatorului u_G ; tensiunea și curentul de excitație; poziția acului injector al turbinei y_T ; debitul turbinei q_T ; căderea turbinei h_{eDR} și poziția deflectorului, y_D .

Folosind informațiile referitoare la centrală, se poate elabora o schemă bloc generală pentru centrala hidroelectrică, [4.22], reprezentată în fig.4.2.

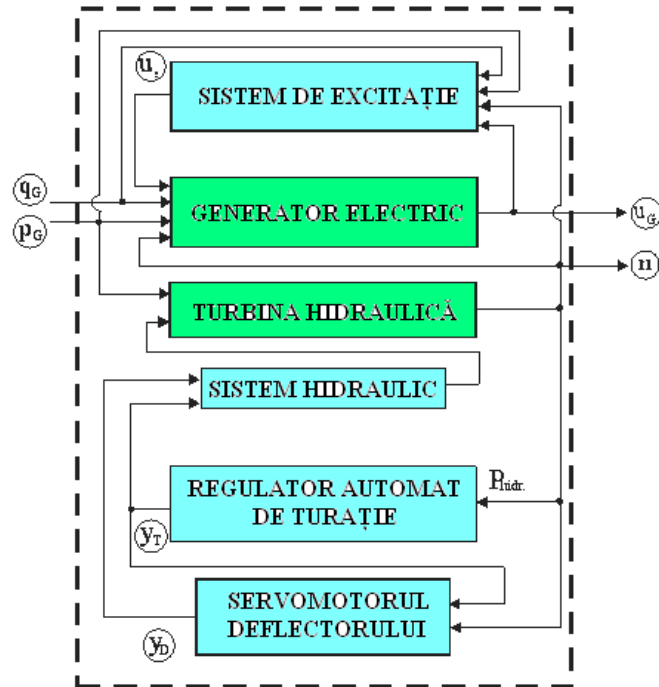


Fig.4.2 Schema bloc a centralei hidroelectrice cu turbină Pelton

Pentru simularea frecvenței sau sarcinii într-un sistem cu câteva centrale hidroelectrice conectate la aceeași rețea, modelul trebuie să conțină elementele dinamice care descriu rezervoarele, sistemul de conducte, turbinele, generatoarele, reglatoarele de frecvență, reglatoarele de tensiune și rețeaua electrică.

Rezervoarele reprezintă presiuni constante ca și condiții la limită în amonte și aval. Comportarea dinamică a apei în tuneluri și conducte este modelată cu ajutorul ecuației de continuitate și ecuației de mișcare pentru fiecare parte, și conectate într-un sistem de ecuații diferențiale, transformat și rezolvat cu metoda caracteristicilor. Această metodă este foarte bine documentată și nu se va prezenta în acest capitol.

Modelarea rețelei electrice este problema de a găsi proprietățile rețelei în ceea ce privește inductanța și capacitatea.

Pentru un astfel de sistem generator de energie, descris în figurile anterioare, ținând cont de interacțiunile dintre elementele sistemului, prezint în continuare modelele matematice pentru turbina hidraulică, generatorul electric, regulatorul

automat de turație și regulatorul de tensiune, [4.23]. Modelele pot fi folosite pentru simularea funcționării unei centrale hidroelectrice.

Însă, validarea modelelor obținute prin simulare numerică se poate face doar prin identificare dinamică.

Turbinele din sistem transformă energia hidraulică în energie mecanică de rotație. Pentru a regla puterea la ieșire, deschiderea duzei injectorului la turbina Pelton este comandată de regulatorul automat de turație. Comportarea turbinei, dependentă de presiune și de turație, decide curgerea în sistem.

Modelul turbinei se bazează pe ecuația lui Euler, [4.7], [4.8]. Prin această metodă, performanța turbinei este modelată prin folosirea a două ecuații diferențiale, una pentru curgere și cealaltă pentru viteza unghiulară de rotație:

$$I \frac{dQ}{dt} = \rho g H_e - \rho g H_n \left(\frac{Q}{k Q_n} \right)^2 - \rho s \left(\omega^2 - \frac{H_e}{H_n} \omega_n^2 \right) \quad (4.1)$$

$$J \frac{d\omega_t}{dt} = M_t - M_g \quad (4.2)$$

Momentul turbinei, M_t , este exprimat prin:

$$M_t = \rho Q \left(m_s - \frac{\psi m_n}{\omega_n} \omega_t \right) \left(1 - \frac{\Delta H}{H_e} \right) - R \omega_t^2 \quad (4.3)$$

în care: Q – debitul; H – căderea; ω_t – viteza unghiulară a turbinei; I – inerția hidraulică în elementele turbinei, cu expresia $I = \frac{L}{g \cdot S}$; L – lungimea conductei forțate; S – secțiunea transversală a conductei forțate; J – momentul de inerție polar al părților rotitoare; ψ – coeficientul de presiune; s – parametrul de autoreglare; ΔH – pierderile hidraulice din turbină; M_g – momentul generatorului; m_s – cuplul turbinei la turație zero, $R\omega^2$ este lucrul mecanic pierdut, iar indicii reprezintă n – nominal și respectiv e – efectiv.

Parametrul de autoreglare și pierderile hidraulice trebuie ajustate pentru a se potrivi cu curba de garanție a turbinei.

În analizele de stabilitate, prezentate în literatura de specialitate, generatorul este reprezentat doar prin momentul de inerție polar, J , ce apare în ecuația anterioară. Pentru mai multe generatoare legate la aceeași rețea electrică, trebuie modelată transformarea energiei mecanice de rotație în energie electrică. Deoarece nu interesează curenții tranzitorii prin înfășurările rotorului ci doar dependența

momentului generatorului de încărcare, se prezintă un model simplificat, care este suficient pentru scopul propus.

La creșterea încărcării, unghiul intern al generatorului, δ , crește, cum este arătat în fig.4.3.

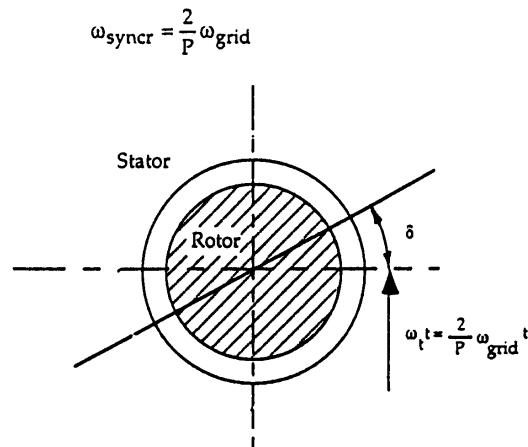


Fig.4.3 Unghiul intern al generatorului

Unghiul trebuie privit în relație cu frecvența rețelei. Cu frecvența nominală a rețelei $f = 50$ Hz, viteza unghiulară a rețelei este $\omega_{\text{rețea}} = 2\pi f$. Viteza unghiulară de sincronism a generatorului este funcție de numărul de perechi de poli ai generatorului, P , conform relației:

$$\omega_{\text{sin cr}} = \frac{2}{P} \omega_{\text{retea}} \quad (4.4)$$

La funcționarea în regim staționar, viteza unghiulară a turbinei ar trebui să fie egală cu cea a rețelei. La modificarea nestaționară a încărcării, unghiul intern al generatorului se va modifica conform ecuației diferențiale:

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{P}{2} (\omega_t - \omega_{\text{retea}}) \quad (4.5)$$

Având în vedere transformarea energiei mecanice în energie electrică, tensiunea U este în primul rând o funcție de viteza unghiulară ω :

$$U = k\phi\omega \text{ sau } \omega = \frac{U}{k\phi} \quad (4.6)$$

De asemenea, momentul generatorului, M_g , este în primul rând o funcție de intensitatea curentului I:

$$M_g = k\phi I \cos \varphi \text{ sau } I = \frac{M_g}{k\phi \cos \varphi} \quad (4.7)$$

în care $k\phi$ definește fluxul magnetic iar $\cos \varphi$ este factorul de putere. Având în vedere și legea lui Ohm, se poate scrie: $U = R_{rețea} I$.

Astfel, ecuația diferențială (4.5) poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{d\delta}{dt} = \frac{P}{2} \omega_t - \frac{1}{k\phi} U \quad (4.8)$$

și legea lui Ohm, având în vedere ecuația (4.7), se scrie:

$$U = R_{rețea} \frac{M_g}{k\phi \cos \varphi} \quad (4.9)$$

În ecuația dinamică, se introduce o amortizare a deplasării unghiulare, și anume:

$$J \frac{d\omega_t}{dt} = M_t - M_g - m_d \frac{d\delta}{dt} \quad (4.10)$$

Momentul generatorului M_g poate fi modelat cu bună aproximație ca o funcție sinus a unghiului intern al generatorului, conform relației:

$$\frac{M_g}{M_{gn}} = \frac{\sin \delta}{\sin \delta_n} \quad (4.11)$$

Dacă avem mai multe generatoare cuplate la aceeași rețea, curentul livrat se va însuma. Dacă rețeaua electrică dintre generatoare este neglijabilă, ecuația tensiunii rețelei, cu toate cele n generatoare conectate va fi:

$$U = R_{rețea} \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i \phi_i \cos \varphi} M_{gi}(\delta_i) \quad (4.12)$$

Ecuația diferențială pentru unghiul intern al generatorului i va fi:

$$\frac{d\delta_i}{dt} = \frac{P_i}{2} \omega_{ti} - \frac{1}{(k\phi)_i} U \quad (4.13)$$

în care P_i este numărul de perechi de poli ai generatorului i.

La modificarea încărcării, frecvența rețelei este stabilită de influențele însumate ale agregatelor. Reglarea turației se face prin regulatorul automat de turație, stabilindu-se totodată cum modificarea încărcării totale va fi distribuită pe

fiecare generator conectat, având în vedere că toate mașinile sincrone conectate la aceeași rețea trebuie să aibă aceeași frecvență staționară.

Pentru a stabili modelul regulatorului automat de turație, se consideră că acesta este un regulator de tip PI.

Funcția de transfer pentru un regulator PI, cu amortizare permanentă a turației și cu constantă de timp a servomotorului, este:

$$H_{reg} = \frac{1 + T_{DS}}{(\delta_b + \delta_t T_{DS})} \cdot \frac{1}{(1 + T_K s)} \quad (4.14)$$

Ecuția poate fi transformată în domeniul timpului. Ecuțiile diferențiale vor fi:

$$\frac{dy_K}{dt} = c \quad (4.15)$$

$$\frac{dc}{dt} = \frac{y_{ref}}{T_K} \left[-\frac{1}{\delta_t} \frac{1}{n_{ref}} \frac{dn}{dt} + \frac{1}{\delta_t T_d} \left(\frac{n_{ref} - n}{n_{ref}} \right) - \frac{(\delta_b T_K + \delta_t T_d)}{\delta_t T_d^2} - \frac{\delta_b}{\delta_t T_d} \left(\frac{y_{ref} - y}{y_{ref}} \right) \right] \quad (4.16)$$

în care: y – poziția servomotorului, c – viteza servomotorului, n – turația, δ_t – amortizarea temporară a turației, δ_b – amortizarea permanentă a turației, T_d – timp de integrare, T_K – constanta de timp a servomotorului.

Din motive de simplificare a modelului, ecuațiile prezentate sunt pentru un regulator PI care are doar o singură constantă de timp pentru servomotor. Dacă se iau în considerare constante de timp adiționale, pentru fiecare constantă de timp vom avea câte o ecuație diferențială.

În cele din urmă, prezint în continuare modelul pentru regulatorul de tensiune.

Prin reglarea energiei de magnetizare a generatorului, fluxul ϕ se va modifica, și deci se va modifica și tensiunea la ieșire. Regulatorul de tensiune este modelat ca un regulator PI cu ecuația:

$$\frac{d(k\varphi)_i}{dt} = -\frac{1}{\delta_{tg} U_{ref}} \frac{dU}{dt} + \frac{1}{\delta_{tg} T_{dg} U_{ref}} \left(U_{ref} + \frac{1}{\delta_{bg} I_{ref}} (I - I_{ref}) - U \right) \quad (4.17)$$

Dacă se au în vedere proprietățile dinamice ale rețelei, derivata tensiunii rețelei va fi influențată de capacitatea acesteia, conform următoarei ecuații diferențiale:

$$C_{retea} \frac{dU}{dt} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{(k\varphi)_i \cos \varphi} M_{gi}(\delta_i) - \frac{U}{R_{retea}} \quad (4.18)$$

Identificarea dinamică va putea valida modelele prezentate. Sistemul prezentat fiind complex, identificarea poate fi făcută în mai multe etape.

În prima etapă, se identifică partea hidraulică, împreună cu partea mecanică, având la intrare deschiderea acului injector și la ieșire căderea și turația turbinei.

În cea de-a doua etapă se identifică parametrii reguletoarelor turbinei și deflectorului, folosind sistemul hidraulic și mecanic identificat anterior. În această etapă, la intrare avem puterea activă iar la ieșire pozițiile acului injector și a deflectorului (partea hidraulică și cea mecanică rămân fixe).

În cea de-a treia etapă, sunt identificate partea electrică a generatorului, regulatorul de tensiune și sistemul de excitație. La intrare avem puterea activă și reactivă iar la ieșire tensiunea la bornele generatorului și tensiunea și curentul de excitație.

Modelele centralelor hidroelectrice și a sistemului energetic, obținute cu ajutorul simulării, prezentate anterior, devin tot mai importante, deoarece, în condițiile liberalizării pieței de energie, este de așteptat ca stabilitatea sistemului energetic și fiabilitatea sa să scadă, ceea ce implică investigarea mai în detaliu a posibilităților de realizare a planurilor de reabilitare a rețelei existente.

În acest context, aceste modele sunt necesare atât pentru estimarea limitelor de stabilitate și securitate la funcționarea normală cât și pentru elaborarea scenariilor ce privesc procesele de reabilitare în cazul căderii sistemului energetic, [4.20], [4.21].

Sursele de instabilitate în mașinile hidraulice dintr-o amenajare hidroenergetică pot fi: excitații hidraulice interne, oscilații de putere electrică, oscilații de presiune și debit în curentul lichid din traseul hidraulic prin mașină, cavitația și caracteristicile statice sau dinamice ale mașinii și elementului hidraulic.

În acest capitol analizez ultima categorie de surse de instabilitate și anume caracteristicile dinamice ale mașinii și traseului hidraulic.

Pornind de la faptul că sistemele hidraulice conțin de obicei următoarele elemente: rezervoare, conducte, armături și mașini, și că fiecare element se poate modela hidraulic prin doi parametri independenți, cel puțin, și anume debitul volumic, Q , și sarcina piezometrică, voi analiza stabilitatea amenajării hidroenergetice cu turbine hidraulice tangențiale de tip Pelton, prezentată în fig.4.1.

Pentru studiul stabilității se consideră că valorile momentane ale acestor mărimi se pot descrie printr-o sumă între valorile medii în timp, \bar{Q} , și fluctuațiile momentane ale lor, Q^* , [4.1], [4.9]:

$$\begin{cases} Q = \bar{Q} + Q^* \\ H = \bar{H} + H^* \end{cases} \quad (4.19)$$

Fiecare element hidraulic, inclusiv turbina hidraulică, poate fi reprezentat printr-un cuadripol informațional, caracterizat dinamic prin matricea de transfer \bar{T} (2x2) a mărimilor de intrare și ieșire. Fac precizarea că, uneori, mașinile hidraulice pot fi descrise de un hexapol informațional printr-o matrice de transfer \bar{T} (3x3).

Ecuatiile elementelor sistemului hidraulic sunt:

$$\begin{cases} \begin{cases} \tilde{Q}_e \\ \tilde{H}_e \end{cases} = \bar{M} \cdot \begin{cases} \tilde{Q}_i \\ \tilde{H}_i \end{cases} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{cases} \tilde{Q}_i \\ \tilde{H}_i \end{cases} \\ \tilde{H}_e = Z_e \cdot \tilde{Q}_e \\ \tilde{H}_i = Z_i \cdot \tilde{Q}_i \end{cases} \quad (4.20)$$

Sistemul de ecuații în formă canonică este:

$$\bar{U} \cdot \begin{cases} \tilde{Q}_i \\ \tilde{Q}_e \\ \tilde{H}_i \\ \tilde{H}_e \end{cases} = 0, \text{ în care } \bar{U} = \begin{bmatrix} m_{11} & -1 & m_{12} & 0 \\ m_{21} & 0 & m_{22} & -1 \\ Z_i & 0 & -1 & 0 \\ 0 & Z_e & 0 & -1 \end{bmatrix}.$$

Condiția de existență a unor soluții diferite de soluțiile banale, care pot fi mai apoi stabile sau nestabile, se explicitează astfel:

$$m_{11} \cdot Z_e + m_{12} \cdot Z_i \cdot Z_e - m_{21} - m_{22} \cdot Z_i = 0 \quad (4.21)$$

Singura ramură a sistemului hidraulic se compune, conform fig.4.1, din elementele înseriate: castelul de echilibru, conducta forțată, turbina hidraulică și canalul de restituție. Deci, matricea de transfer este:

$$\bar{M} = \bar{R} \cdot \bar{T} \cdot \bar{A} \cdot \bar{C} \cdot \bar{L} \quad (4.22)$$

Pentru exemplificare, se va particulariza ansamblul în felul următor:

Dacă lacul de acumulare sau castelul de echilibru \bar{L} și canalul de restituție aval \bar{R} nu au nici o influență asupra dinamicii sistemului hidraulic considerat, se modelează matematic ca și un factor identic unitar, adică:

$$\bar{R} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \bar{L} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Matricea de transfer a turbinei hidraulice, \bar{T} , este extrem de laborios să se determine teoretic și se preferă măsurarea ei experimentală, după cum se va arăta ulterior. Se va considera un model de forma:

$$\bar{T} = \begin{bmatrix} t_{11} & t_{12} \\ t_{21} & t_{22} \end{bmatrix}$$

Matricea de transfer a aparatului director, \bar{A} , ca și a oricărei vane sau armături cu rezistență hidraulică locală, se va modela prin:

$$\bar{T} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ Z_a & 1 \end{bmatrix}$$

unde $Z_a = -2Q_0k$ este impedanța aparatului director și k este coeficientul de pierderi hidraulice locale.

Determinarea matricei de transfer a conductei forțate presupune următoarele ipoteze simplificatoare: conducta forțată este de arie transversală și formă constantă; pereții conductei forțate sunt din același material și de grosime constantă; pierderile hidraulice sunt neglijabile în conducta forțată; conducta forțată se modelează ca și un element cu parametri distribuiți.

Ecuția de continuitate are forma:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{g \cdot A}{a^2} \cdot \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (4.23)$$

Ecuția de mișcare este de forma:

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{g \cdot A} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} = 0 \quad (4.24)$$

în care A este aria secțiunii transversale a conductei iar a este celeritatea.

Ambele ecuații sunt scrise într-o formă locală, valabile în regim nestaționar și pentru o mișcare monodimensională, pe direcția x , a unui curent lichid.

Prin definiție: $\frac{\partial \bar{Q}}{\partial t} = 0$, $\frac{\partial \bar{H}}{\partial t} = 0$, și din ipotezele menționate anterior:

$$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial x} = 0, \frac{\partial \bar{H}}{\partial x} = 0,$$

ceea ce înseamnă că se poate scrie: $\frac{\partial Q}{\partial x} = \frac{\partial Q^*}{\partial x}$, $\frac{\partial Q}{\partial t} = \frac{\partial Q^*}{\partial t}$, $\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial H^*}{\partial t}$, $\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{\partial H^*}{\partial x}$.

Astfel, ecuațiile (4.23) și (4.24) devin:

$$\begin{cases} \frac{\partial Q^*}{\partial x} + \frac{g \cdot A}{a^2} \cdot \frac{\partial H^*}{\partial t} = 0 \\ \frac{\partial H^*}{\partial x} + \frac{1}{g \cdot A} \cdot \frac{\partial Q^*}{\partial t} = 0 \end{cases} \quad (4.25)$$

și rezultă:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 Q^*}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 Q^*}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2 H^*}{\partial x^2} = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 H^*}{\partial t^2} \end{cases} \quad (4.26)$$

Aplicând transformata Laplace primei ecuații din sistemul (4.26), se obține:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \tilde{Q}}{dx^2} &= \frac{\tilde{s}}{a^2} \cdot \tilde{Q}^2, \text{ care are soluția:} \\ \tilde{Q} &= C_1 \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{s}}{a} \cdot x\right) + C_2 \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{s}}{a} \cdot x\right) \end{aligned} \quad (4.27)$$

Introducând această soluție în transformata Laplace a primei ecuații din sistemul (4.25), se ajunge la expresia:

$$\frac{\tilde{s}}{a} \cdot C_1 \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{s}}{a} \cdot x\right) + \frac{\tilde{s}}{a} \cdot C_2 \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{s}}{a} \cdot x\right) + \frac{g \cdot A}{a^2} \cdot \tilde{s} \cdot \tilde{H} = 0 \quad (4.28)$$

Explicitând sarcina piezometrică se obține:

$$\tilde{H} = -\frac{a}{g \cdot A} \left[C_1 \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{s}}{a} \cdot x\right) + C_2 \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{s}}{a} \cdot x\right) \right] \quad (4.29)$$

Pentru condițiile la limită cunoscute: la $x = 0$, $\tilde{H} = \tilde{H}_i$ și $\tilde{Q} = \tilde{Q}_i$ și la $x = l$, $\tilde{H} = \tilde{H}_e$ și $\tilde{Q} = \tilde{Q}_e$, se găsesc valorile constantelor de integrare:

$C_2 = \tilde{Q}_j$; $C_1 = -\frac{g \cdot A}{a} \cdot \tilde{H}_j$. Se introduce prin definiție impedanța conductei forțate,

$Z_c = \frac{a}{g \cdot A}$, și rezultă pentru $x = l$:

$$\begin{aligned} \tilde{Q}_e &= -\frac{1}{Z_c} \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \cdot \tilde{H}_j + \tilde{Q}_j \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \\ \tilde{H}_e &= -Z_c \left[-\frac{1}{Z_c} \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \cdot \tilde{H}_j + \tilde{Q}_j \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \right] \end{aligned} \quad (4.30)$$

Transpunând rezultatele în formă matricială, putem scrie:

$$\begin{Bmatrix} \tilde{Q}_e \\ \tilde{H}_e \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) & -\frac{1}{Z_c} \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \\ -Z_c \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) & \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \tilde{Q}_j \\ \tilde{H}_j \end{Bmatrix} \quad (4.31)$$

și matricea de transfer a conductei forțate are forma:

$$\bar{C} = \begin{bmatrix} \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) & -\frac{1}{Z_c} \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \\ -Z_c \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) & \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

Dacă în castelul de echilibru sau lacul de acumulare amonte și canalul de restituție aval nivelele apei nu sunt influențate de debitele tranzitate în sistemul hidraulic (deci constante) atunci $Z_e = 0$ și $Z_i = 0$, și relația (4.21) se reduce la: -
 $m_{21} = 0$

Pe de altă parte dezvoltarea relației (4.22) în condițiile menționate duce la:

$\bar{M} = \bar{T} \cdot \bar{A} \cdot \bar{C}$, cu elementele componente:

$$\begin{aligned} m_{11} &= (t_{11} \cdot a_{11} + t_{12} \cdot a_{21}) \cdot c_{11} + (t_{11} \cdot a_{12} + t_{12} \cdot a_{22}) \cdot c_{21} \\ m_{12} &= (t_{11} \cdot a_{11} + t_{12} \cdot a_{21}) \cdot c_{12} + (t_{11} \cdot a_{12} + t_{12} \cdot a_{22}) \cdot c_{22} \\ m_{21} &= (t_{21} \cdot a_{11} + t_{22} \cdot a_{21}) \cdot c_{11} + (t_{12} \cdot a_{12} + t_{22} \cdot a_{22}) \cdot c_{21} \\ m_{22} &= (t_{21} \cdot a_{11} + t_{22} \cdot a_{21}) \cdot c_{12} + (t_{12} \cdot a_{12} + t_{22} \cdot a_{22}) \cdot c_{22} \end{aligned} \quad (4.33)$$

Înlocuind componenta dezvoltată a lui m_{21} în relația - $m_{21} = 0$, se obține:

$$m_{21} = (t_{21} + t_{22} \cdot Z_a) \cdot \operatorname{ch}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) + t_{22} \cdot \left[-Z_c \cdot \operatorname{sh}\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) \right] = 0 \quad (4.34)$$

Această ecuație are soluția analitică, pentru $t_{21} \in \mathbb{R}$ și $t_{22} \in \mathbb{R}$, de forma:

$$th\left(\frac{\tilde{S}}{a} \cdot l\right) = \frac{t_{21} + t_{22} \cdot Z_a}{t_{22} \cdot Z_c}, \text{ de unde: } \frac{\tilde{S}}{a} \cdot l = \arg th\left(\frac{t_{21} + t_{22} \cdot Z_a}{t_{22} \cdot Z_c}\right).$$

Pe baza formulelor cunoscute se obține soluția:

$$\tilde{S}_k = \frac{a}{2l} \cdot \left\{ \ln \left| \frac{t_{21} + t_{22} \cdot Z_a + 1}{t_{22} \cdot Z_c} \right| + j \cdot \text{Arg} \left(\frac{t_{21} + t_{22} \cdot Z_a + 1}{t_{22} \cdot Z_c} \right) \right\} \quad (4.35)$$

Sistemul hidraulic este stabil în funcționare în aproximație liniară când:

$$\left| \frac{t_{21} + (Z_a + Z_c) \cdot t_{22}}{t_{21} + (Z_a - Z_c) \cdot t_{22}} \right| < 1 \quad (4.36)$$

și este nestabil în funcționare când:

$$\left| \frac{t_{21} + (Z_a + Z_c) \cdot t_{22}}{t_{21} + (Z_a - Z_c) \cdot t_{22}} \right| \geq 1. \quad (4.37)$$

Pulsațiile de rezonanță sunt egale cu:

$$\omega_k = \frac{a}{2l} \cdot \text{Arg} \left(\frac{t_{21} + (Z_a + Z_c) \cdot t_{22}}{t_{21} + (Z_a - Z_c) \cdot t_{22}} \right) \quad (4.38)$$

și dacă $t_{21} \in \mathbb{C}$ și $t_{22} \in \mathbb{C}$, apar un număr infinit de soluții pentru ω_k .

Scopul propus este de a studia matricea $\overline{\overline{T}}$ atunci când fenomenele dinamice din mașină sunt, de asemenea, luate în considerare.

Determinarea experimentală a matricei $\overline{\overline{T}}$ implică calcularea a patru valori complexe t_{ij} . Pentru a putea realiza acest lucru, mașina este montată într-o instalație hidraulică experimentală capabilă să genereze perturbații ale curgerii staționare. Se va presupune că perturbațiile sunt sinusoidale, cu frecvența f , și astfel este posibil să se măsoare $\tilde{Q}_i, \tilde{h}_i, \tilde{Q}_e, \tilde{h}_e$ în circuit. Mărimile \tilde{Q} și \tilde{h} sunt complexe. Prin modificarea circuitului, fără însă a schimba condițiile staționare de funcționare, testul pentru aceeași frecvență este repetat, și se obține un alt set de valori măsurate, $\tilde{Q}'_i, \tilde{h}'_i, \tilde{Q}'_e, \tilde{h}'_e$. Se poate apoi defini:

$$\begin{bmatrix} \tilde{Q}_e & \tilde{Q}'_e \\ \tilde{h}_e & \tilde{h}'_e \end{bmatrix} = \overline{\overline{T}} \begin{bmatrix} \tilde{Q}_i & \tilde{Q}'_i \\ \tilde{h}_i & \tilde{h}'_i \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

Dacă seturile de măsurători $\tilde{Q}_i, \tilde{h}_i, \tilde{Q}_e, \tilde{h}_e$ și $\tilde{Q}'_i, \tilde{h}'_i, \tilde{Q}'_e, \tilde{h}'_e$ sunt liniar independente, lucru care poate fi obținut prin modificarea adecvată a circuitului hidraulic, ecuația (4.39) dă patru ecuații complexe din care cele patru valori complexe cerute, t_{ij} , pot fi determinate.

În bibliografie, [4.10], [4.11], [4.12], se găsesc diferite studii care descriu circuitul hidraulic utilizat, metodologia de măsurare a lui \tilde{Q} și \tilde{h} , calea de producere a perturbațiilor în curgerea staționară și tipul semnalului procesat.

Autorii menționați în bibliografia anterioară, prezintă măsurători ale valorilor complexe t_{ij} . Diversitatea modurilor în care rezultatele sunt prezentate, varietatea mașinilor utilizate pentru experiențe, și absența în cele mai multe cazuri a descrierii precise a mașinii, face dificilă ajungerea la o sinteză a rezultatelor. În general, din rezultatele menționate anterior, care au fost obținute în timpul funcționării fără cavitație a mașinii, pot fi precizate următoarele.

- Elementele t_{11} , t_{12} și t_{22} iau următoarele valori dacă fluidul este perfect incompresibil și nu este prezentă cavitația, și anume: $t_{11} = 1$, $t_{12} = 0$ și $t_{22} = 1$. Aceste rezultate au fost verificate sau presupuse a fi adevărate de autorii din bibliografia menționată. De asemenea, a fost evidențiat faptul că elementul t_{12} este foarte sensibil la prezența unei foarte mici bule de gaz sau vapori în mașină.

- Elementul t_{21} , care este fără îndoială de cel mai mare interes atunci când nu există fază gazoasă, a fost măsurat de toți autorii menționați anterior. Datorită marii diversități a modurilor în care valoarea t_{21} apare în literatura de specialitate menționată anterior, rezultatele au fost prezentate utilizând următorii parametri:

$$X(\delta) = \operatorname{Re}\left(\frac{t_{21}(\delta)}{t_{21}(0)}\right), \quad Y(\delta) = \operatorname{Im}\left(\frac{t_{21}(\delta)}{t_{21}(0)}\right) \quad (4.40)$$

în care $\delta = f/n$, cu n fiind turația mașinii și Re și Im sunt partea reală respectiv partea imaginară a variabilei complexe. Introducând aceste expresii, este posibil să comparăm rezultatele diferiților autori pe aceleași baze. Elementul t_{21} este de asemenea dependent de turația mașinii.

În ceea ce privește stabilitatea unui astfel de sistem generator de energie, cu turbină Pelton, în [4.24], [4.25] prin simularea perturbării momentului rezistent cu un semnal de tip treaptă, este permisă înregistrarea răspunsului sistemului pentru poziția acului injector al turbinei hidraulice și a tensiunii relative a generatorului

electric, pentru diferiți parametri ai buclei de reacție. Ca rezultat, se obțin zonele în care apar regimurile de funcționare stabile și instabile ale sistemului.

Transmisia mecanică dintre servomotor și acul injector al ajutorajului este o reducere în trei trepte numită: melc – roată melcată, șurub – piuliță și bielă – manivelă. Această transmisie mecanică este reprezentată în fig. 4.4.

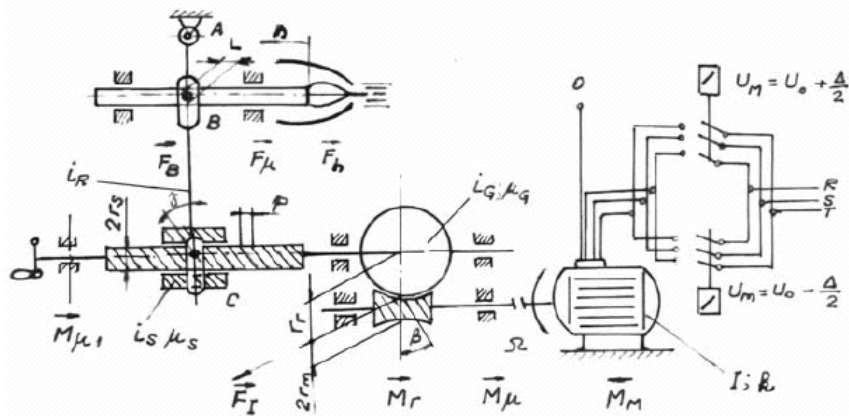


Fig.4.4 Transmisia mecanică dintre servomotor și acul injector al ajutorajului.

În schema din fig. 4.4, 1 reprezintă toleranța mecanică cumulată, transpusă din toate conexiunile mecanice și ρ_s și ρ_G sunt coeficienții unghiulari ai influenței frecării de alunecare pe șurub μ_s și pe flancul dinților μ_G .

Modelarea funcționării regulatorului se face cu ajutorul programului Matlab – Simulink și sunt date câteva rezultate ale funcției de răspuns treaptă în regimuri de funcționare stabilă și instabilă a sistemului, în fig. 4.5 și respectiv 4.6.

Regimurile cu puterea la ieșire până în 12% din puterea nominală dezvoltă o funcționare oscilatorie instabilă. Dacă puterea crește, regimurile de funcționare devin oscilatorii stabile și apoi stabile neperiodice. O valoare a puterii la ieșire ce depășește 30% din puterea nominală duce la un regim de funcționare care este stabil și neperiodic.

Comportarea dinamică a grupului hidro este influențată de parametrii ajustabili ai buclei de reacție. Între acești parametri a fost analizată zona neutră de funcționare a regulatorului tripozițional de tensiune. Extinderea acestei zone precum și amplitudinea fenomenului de histeresis ar putea fi modificată. De asemenea,

turbina hidraulică introduce neliniarități intrinseci, care ar putea fi compensate activ prin neliniaritățile regulatorului de tensiune.

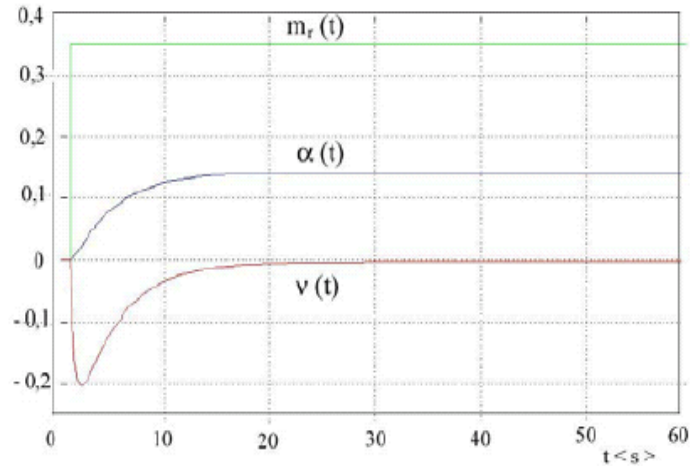


Fig.4.5 Răspunsul treaptă stabil a sistemului automat

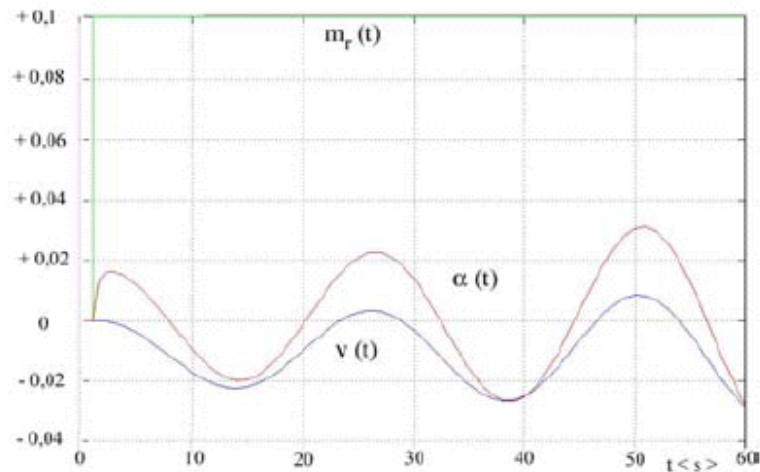


Fig.4.6 Răspunsul treaptă instabil a sistemului automat

Funcția de răspuns de tip treaptă arată intervalele de funcționare stabilă și instabilă a centralei hidroelectrice. Simularea pune în evidență două tipuri de modelări, bazate pe elemente ușor diferite care pot da rezultate diferite în ceea ce privește funcționarea sistemului. Doar identificarea dinamică a sistemului poate valida sau nu modelele propuse.

În cele ce urmează voi determina câteva expresii pentru funcțiile de transfer ale turbinei hidraulice tangențiale de tip Pelton.

4.2 DEDUCEREA FUNCȚIILOR DE TRANSFER ALE HIDROAGREGATELOR

În acest capitol, pe baza unor lucrări din literatura de specialitate, [4.13], [4.14], [4.15], voi prezenta câteva aspecte ce privesc determinarea funcțiilor de transfer ale agregatelor prevăzute cu diverse tipuri de turbine. Accentul se va pune pe agregatele cu turbine Pelton.

Astfel, la baza cercetării dinamicii reglării automate, în mod uzual, la descrierea matematică a hidroagregatului ca obiect de reglare, se iau în considerare mai multe metode.

Deseori, la compunerea ecuațiilor diferențiale ale turbinei se acceptă un șir de ipoteze dintre care multe dintre ele nu sunt suficient argumentate. Una din ipoteze este legată de influența paletelor rotorice ale turbinei, și anume, fie când constanta de timp a servomotorului rotorului este infinită fie atunci când aceasta este egală cu zero (turbina cu palete ideală). Un alt exemplu, când ținem cont de autoreglarea aparatului director, se consideră că doi dintre coeficienții turbinei, și anume cel de autoreglare și cel al încărcării sunt egali, și au semne diferite. Uneori, deși destul de rar, nu se ține cont de lovitura de berbec.

Este evident că ipotezele de acest gen simplifică calculul dinamicii sistemului de reglare, dar în același timp generează erori considerabile în ceea ce privește determinarea parametrilor reglării regulatorului de turație.

De aceea, în continuare, la deducerea funcției de transfer a hidroagregatului, HA, se ține cont de toți factorii de bază care influențează stabilitatea sistemului și calitatea procesului de reglare.

La început, vom considera funcția de transfer a unei instalații cu turbină cu dublu reglaj, și apoi, din aceasta, vom deduce funcțiile de transfer ale instalațiilor cu turbine Pelton, prezentate în [4.13].

Modelul stereodinamic se bazează pe ecuația momentului impulsului sau teorema momentului cantității de mișcare aplicată unui corp solid rigid în mișcare de rotație față de o axă fixă în spațiu, [4.1]:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_t - M_g \quad (4.41)$$

Se introduce ipoteza că momentul rezistent M_g , datorat generatorului electric, este constant și egal cu cel inițial: $M_g = M_{g0}$. Momentul activ M_t , realizat de turbina hidraulică, în regim staționar inițial este $M_{t0} = M_{g0}$.

Exprimăm această ecuație prin mărimi relative, adimensionale. Pentru aceasta notăm:

$$\frac{\omega - \omega_n}{\omega_n} = x; \quad \frac{M_t}{M_{t_n}} = m_t; \quad \frac{M_g}{M_{g_n}} = m_g \quad (4.42)$$

unde indicele n se referă la valorile nominale (de calcul) ale mărimilor corespunzătoare.

Împărțim expresia (4.41) la M_n și ținând cont că $\frac{d\omega}{dt} = \omega_n \frac{dx}{dt}$, obținem:

$$\frac{J\omega_n}{M_{t_n}} \frac{dx}{dt} = m_t - m_g \quad (4.43)$$

Mărimea $\frac{J\omega_n}{M_{t_n}} = T_a$ se măsoară în SI și se numește constanta de timp a HA.

Fizic, T_a este timpul pe parcursul căruia agregatul atinge turația nominală la momentul nominal. În calculele practice, mărimea T_a este mai comod de determinat cu ajutorul formulei (4.44):

$$T_a = \frac{J\omega_n}{M_{t_n}} = \frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{\omega_n^2}{P_n} = \frac{GD^2 n_n^2}{365 P_n} \quad (4.44)$$

unde GD^2 – momentul de inerție a rotorului agregatului, P_n este puterea nominală a HA în kW și n_n [rot/min]. Ca rezultat, în mărimi relative, ecuația dinamică a mașinii ia forma:

$$T_a \frac{dx}{dt} = m_t - m_g \quad (4.45)$$

Revenim la relația $M_t = \gamma \frac{QH}{\omega} \eta_t$ pe care o scriem de asemenea în formă adimensională. Introducem suplimentar și următoarele notații:

$$q = \frac{Q}{Q_n}; h = \frac{H - H_n}{H_n}; X = \frac{\eta_t}{\eta_{tn}} \quad (4.46)$$

Având în vedere relațiile (4.42) și (4.46) se obține:

$$\omega = \omega_n(1 + x); Q = qQ_n; H = H_n(1 + h); \eta_t = X\eta_{tn} \quad (4.47)$$

Toate aceste valori le introducem în expresia lui M_t scrisă anterior:

$$M_t = \left(\frac{\gamma Q_n H_n \eta_{tn}}{\omega_n} \right) \frac{q(1+h)}{1+x} X \quad (4.48)$$

Termenul din paranteză din relația (4.48) reprezintă valoarea nominală a momentului turbinei, M_{tn} . Prin urmare:

$$m_t = q \frac{1+h}{1+x} X \quad (4.49)$$

de unde rezultă că momentul m_t este funcție de mai multe variabile: ambele ecuații (4.45) și (4.49) scrise în variabile complete devin neliniare și sunt adevărate doar pentru abateri suficient de mici de la valorile lor stabilite. Astfel, pentru vibrații mici putem scrie:

$$\begin{cases} m_t = m_{t0} + \Delta m_t \\ m_g = m_{g0} + \Delta m_g \end{cases} \quad (4.50)$$

unde m_{t0} și m_{g0} sunt valorile momentelor în punctul considerat (în punctul liniarizat) și $m_{t0} = m_{g0}$.

Modificarea momentului încărcării poate fi prezentată sub forma:

$$\Delta m_g = \frac{\partial m_g}{\partial x} \Delta x + \Delta z(t) \quad (4.51)$$

unde $\Delta z(t)$ este modificarea momentului încărcării produsă la conectarea și deconectarea consumatorilor de energie electrică.

Mărima dm_g/dx , conform relației $e_g = \frac{dM_g}{dn} \frac{n_n}{M_{gn}}$, reprezintă coeficientul de autoreglare e_g a încărcării. Substituind în (4.50) și (4.45) obținem:

$$T_a \cdot \frac{dx}{dt} = \Delta m_t - \Delta m_g \quad (4.52)$$

Pentru a scrie ecuațiile diferențiale liniare pentru Δm_t este necesar de ținut cont că în turbinele Kaplan există două organe de reglare, pentru paletele aparatului director și pentru paletele rotorice, și schimbarea momentului la axa turbinei va fi funcție de patru variabile independente: $\Delta m_t = f(\Delta y, \Delta \varphi, \Delta h, \Delta x)$. În această relație,

Δy și $\Delta \varphi$ sunt modificările relative ale poziției servomotorului aparatului director și respectiv servomotorului paletelor rotorice, iar mărimea φ se determină din relația:

$$\varphi = \frac{\varphi^0 - \varphi_{min}^0}{\varphi_{max}^0 - \varphi_{min}^0} \quad (4.53)$$

unde φ_{max}^0 și φ_{min}^0 sunt unghiurile maxime respectiv minime ale paletelor rotorice.

Se va descompune funcția Δm_t în serii Taylor și reținem doar primii termeni, ceea ce permite ca pentru abateri mici a mărimilor de la valorile stabilite să obținem o aproximare suficient de bună:

$$\Delta m_t = \frac{\partial m_t}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial m_t}{\partial \varphi} \Delta \varphi + \frac{\partial m_t}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial m_t}{\partial x} \Delta x \quad (4.54)$$

Cum modificarea debitului Δq depinde de aceleași mărimi ca și Δm_t , adică $\Delta q = f(\Delta y, \Delta \varphi, \Delta h, \Delta x)$, prin analogie cu relația (4.54) putem scrie ecuația debitului, fără de care este imposibil de determinat influența loviturii de berbec asupra dinamicii de reglare:

$$\Delta q = \frac{\partial q}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial q}{\partial \varphi} \Delta \varphi + \frac{\partial q}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial q}{\partial x} \Delta x \quad (4.55)$$

În expresiile pentru Δm_t și Δq , derivatele parțiale reprezintă coeficienți constanți care se determină din valorile acestor derivate în punctul de liniarizare.

Este cunoscut că valorile $\Delta \varphi$ și Δy sunt legate între ele printr-o legătură combinatorie și servomotorul paletelor rotorice cu ajutorul căruia se efectuează deschiderea paletelor este un hidroamplificator cu coeficientul static de amplificare

$k_k = \frac{\Delta \varphi}{\Delta y}$ și constanta de timp T_k . Prin urmare, influența mișcării paletelor rotorice

asupra dinamicii de reglare va fi determinată de ecuația:

$$(T_k s + 1) \Delta \varphi = k_k \Delta y \quad (4.56)$$

Este necesar de ținut cont că în dependență de schema structurală a regulatorului, legătura dintre organele de reglare poate fi diferită. Deci, în acest mod, ecuația (4.56) este adevărată pentru schema în care conducerea se efectuează de servomotorul aparatului director. Dacă dirijarea se face de către servomotorul intermediar, în acest caz mărimea de intrare pentru hidroamplificatorul rotorului este deplasarea pistonului Δy_1 a servomotorului intermediar. Ultimul, de asemenea conduce și hidroamplificatorul aparatului director cu coeficientul de amplificare egal cu 1 și constanta de timp T_y . Schemele pentru

amplificatorul rotorului și aparatului director sunt prezentate în [4.13] și [4.16], împreună cu schemele structurale pentru legătura combinatorie. Se poate astfel scrie:

$$(T_k s + 1)\Delta\varphi = k_k(T_y s + 1)\Delta y \quad (4.57)$$

Pentru descrierea completă a proprietăților dinamice ale HA este necesar să scriem și ecuația loviturii de berbec care apare în procesul reglării. În formă generală, acțiunea loviturii de berbec o vom caracteriza prin funcția de transfer $W_y = \Delta h / \Delta q$, de unde:

$$\Delta h = W_y \Delta q \quad (4.58)$$

Prin urmare, caracterizarea dinamică a HA, ca obiect de reglare, se determină din următorul sistem de ecuații:

$$\begin{aligned} T_a \cdot \frac{dx}{dt} &= \Delta m_t - \Delta m_g \\ \Delta m_g &= \frac{\partial m_g}{\partial x} \Delta x + \Delta z(t) \\ \Delta m_t &= \frac{\partial m_t}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial m_t}{\partial \varphi} \Delta \varphi + \frac{\partial m_t}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial m_t}{\partial x} \Delta x \end{aligned} \quad (4.59)$$

$$\Delta q = \frac{\partial q}{\partial y} \Delta y + \frac{\partial q}{\partial \varphi} \Delta \varphi + \frac{\partial q}{\partial h} \Delta h + \frac{\partial q}{\partial x} \Delta x$$

$$\Delta h = W_y \Delta q$$

$$(T_k s + 1)\Delta\varphi = k_k \Delta y \text{ sau } (T_k s + 1)\Delta\varphi = k_k(T_y s + 1)\Delta y$$

Din acest sistem de ecuații, dacă se elimină variabilele corespunzătoare, în condițiile lipsei perturbațiilor, $\Delta z(t) = 0$, putem obține câteva funcții de transfer care caracterizează proprietățile dinamice ale HA în diverse regimuri de lucru. Dintre acestea avem:

1. Funcția de transfer a turbinei, în cazul în care turația este constantă, este $W_{ty} = \Delta m_t / \Delta y$ pentru $x = \text{const}$.
2. Funcția de transfer a turbinei, pentru deschiderea constantă a aparatului director, este $W_{ax} = \Delta x / \Delta m_g$, pentru $y = \text{const}$.
3. Funcția de transfer a hidroagregatului este $W_a = \Delta x / \Delta y$

În practică, din funcțiile de transfer menționate anterior, cea mai mare importanță o au funcțiile W_{ty} și W_a . Prima, determină proprietățile dinamice ale HA în timpul funcționării într-un sistem energetic puternic și caracterizează în particular

influența loviturii de berbec asupra momentului de rotație al turbinei. Funcția W_a determină caracteristicile dinamice ale obiectului de reglare în timpul funcționării insularizate. Funcția W_{ax} caracterizează funcționarea unui HA care nu este reglat.

Pentru o ilustrare mai bună vom utiliza sistemul (4.59) și vom crea schema structurală a HA ca element al sistemului de reglare. Această schemă, în cazul conducerii combinatorului de la servomotorul aparatului director, este indicată în fig.4.7.

$$\text{Se ține cont că } \frac{\partial m_t}{\partial x} = e_t \text{ și } \frac{\partial m_g}{\partial x} = e_g.$$

După cum se observă din schemă, HA reprezintă un element suficient de complicat al sistemului și este necesar să fie descompus în elemente mai simple.

Aceasta se poate obține dacă se prezintă variația momentului turbinei, Δm_t , sub formă de sumă, adică $\Delta m_t = \Delta m_{ty} + \Delta m_{tx}$, unde Δm_{ty} este variația momentului în condițiile turație constante și care depinde doar de poziția organului de reglare iar Δm_{tx} este creșterea momentului datorată abaterii turației când $y = \text{const.}$ ($\Delta y = 0$).

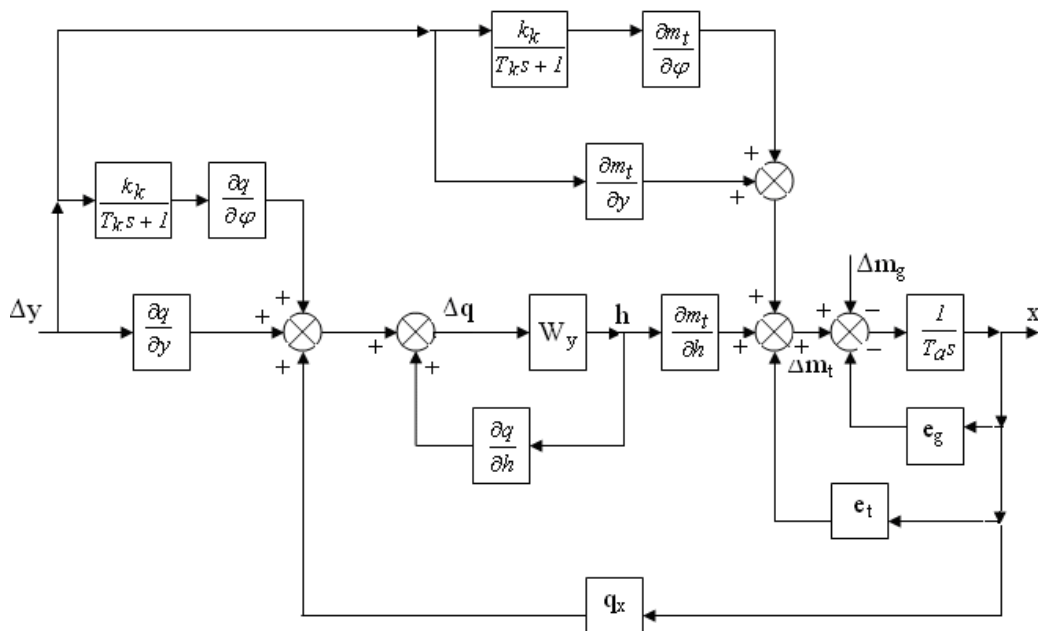


Fig.4.7 Schema structurală a hidroagregatului

Utilizând regulile de transformare ale schemelor structurale, prezentate în [4.15] și [4.17], descompunem în fig.4.7 influențele după deschiderea aparatului director și după turație. Ca rezultat, vom obține o schemă structurală transformată a HA, indicată în fig.4.8. Pe această schemă, cu scopul de a simplifica scrierea, sunt introduse următoarele notații:

$$\begin{aligned} \frac{\partial m_t}{\partial y} &= m_{ty}; & \frac{\partial m_t}{\partial \varphi} &= m_t; & \frac{\partial m_t}{\partial h} &= m_{th}; \\ \frac{\partial q}{\partial y} &= q_y; & \frac{\partial q}{\partial \varphi} &= q; & \frac{\partial q}{\partial h} &= q_h; & \frac{\partial q}{\partial x} &= q_x; \end{aligned} \quad (4.60)$$

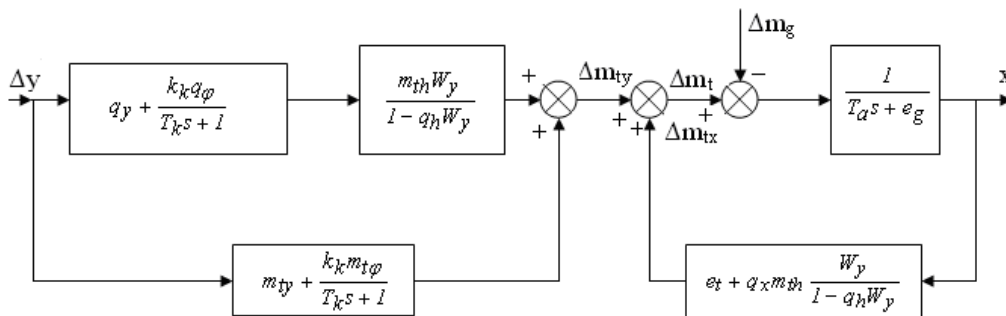


Fig.4.8 Schema structurală transformată a hidroagregatului

Din schemă obținem ușor funcțiile de transfer a celor mai simple elemente. Ele sunt:

- funcția de transfer a generatorului cu sistemul energetic $W_g = \Delta x / \Delta m_{gx}$:

$$W_g = \frac{1}{T_a s + e_g} \quad (4.61)$$

- funcția de transfer a turbinei $W_{tx} = \Delta m_{tx} / \Delta x$ la o deschidere constantă a organului de reglare:

$$W_{tx} = e_t + q_x m_{th} \frac{W_y}{l - q_h W_y} \quad (4.62)$$

- funcția de transfer W_{ty}

Legătura structurală dintre aceste funcții este prezentată în fig.4.9. Din această schemă rezultă:

$$W_{ax} = \frac{W_g}{1 - W_{tx}W_g} \quad (4.63)$$

Funcția de transfer $W_a = \Delta x / \Delta y$ a HA va fi:

$$W_a = W_{ty}W_{ax} \quad (4.64)$$

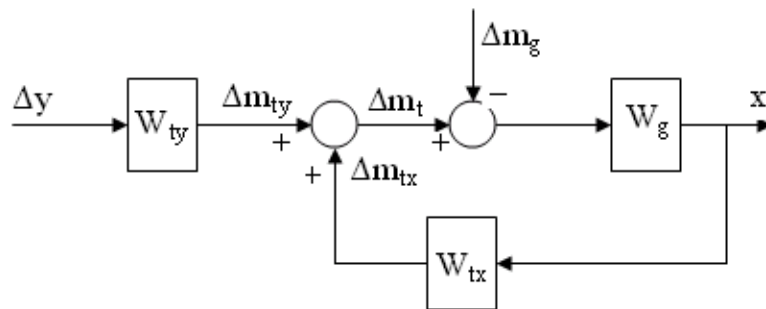


Fig.4.9 Legătura structurală dintre funcțiile de transfer

Vom determina valorile funcției W_{ty} din fig.4.5:

$$W_{ty} = \frac{(q_y + k_k q_\varphi) \left(\frac{q_y}{q_y + k_k q_\varphi} T_k s + 1 \right) m_{th} W_y}{(T_k s + 1)(1 - q_h W_y)} + \frac{(m_{ty} + k_k m_{t\varphi}) \left(\frac{m_{ty}}{m_{ty} + k_k m_{t\varphi}} T_k s + 1 \right)}{(T_k s + 1)} \quad (4.65)$$

Această expresie determină suficient de exact legătura dintre modificările momentului turbinei și deschiderea organelor de reglare atunci când turația este constantă. Dar, pentru calculele practice, această expresie este suficient de complicată. Pentru a simplifica expresia funcției W_{ty} , considerăm $\frac{m_{ty}}{m_{ty} + k_k m_{t\varphi}} \approx \frac{q_y}{q_y + k_k q_\varphi}$, ceea ce este suficient de aproape de condițiile reale și după cum arată cercetările experimentale, nu deformează esențial imaginea proceselor dinamice.

Ținând cont de ipoteza admisă și dacă scoatem din paranteză al doilea termen al ecuației (4.65), obținem:

$$W_{ty} = e_y \frac{T_k' s + 1}{T_k s + 1} \left[\frac{1 + (\lambda m_{th} - q_h) W_y}{1 - q_h W_y} \right] \quad (4.66)$$

unde $e_y = m_{ty} + k_k m_{t\phi}$ este coeficientul de amplificare al turbinei după moment, în cazul turației constante, iar $\lambda = \frac{q_y + k_k q_\phi}{e_y}$ și $T_k' = \frac{m_{ty}}{e_y} T_k$.

Dacă înlocuim ecuațiile (4.61) și (4.62) în (4.63) și ținem cont că $e_g - e_t = e_n$, vom avea:

$$W_{ax} = \frac{1 - q_h W_y}{(T_a s + e_n) - (q_h T_a s + q_x m_{th} + e_n q_h) W_y} \quad (4.67)$$

Cunoscând W_{ty} și W_{ax} și înlocuind valorile lor în (4.64) obținem ușor funcția de transfer a HA cu turbină cu dublu reglaj, în cazul general, care ține cont de toți parametrii care influențează asupra caracteristicilor dinamice ale sale:

$$W_a = e_y \frac{T_k' s + 1}{T_k s + 1} \cdot \frac{1 + (\lambda m_{th} - q_h) W_y}{T_a s + e_n - (q_h T_a s + q_x m_{th} + e_n q_h) W_y} \quad (4.68)$$

Înainte de a considera funcția de transfer W_y a conductei forțate, vom exprima m_{th} și q_h prin mărimi care pot fi ușor determinate din caracteristica universală a modelului rotorului, care este de obicei la dispoziția constructorului.

Pentru modelul rotorului de turbină cu dublu reglaj, pot fi construite caracteristici universale pentru diverse unghiuri de înclinare a paletelor rotorice (de obicei, unghiurile sunt din 5 în 5°). În acest caz, există o serie de caracteristici care leagă între ele Q_1', n_1', a_M, η_M în cazul în care $H = \text{const.}$ și $\phi = \text{const.}$ Pentru a determina m_{th} și q_h și de asemenea alți coeficienți (λ, e_y, e_t) care se află în expresia (4.68), este necesar de construit, cu ajutorul caracteristicilor turbinelor cu dublu reglaj, caracteristicile momentelor și debitului, atât pentru model cât și pentru prototip. Ele se obțin astfel: pe ambele grafice, pe axa orizontală, se notează turațiile relative, $x_1' = n_1' / n_{1n}'$. Pe axa ordonatelor, pentru caracteristicile momentului, se notează mărimile relative ale momentului, $m_1' = M_1' / M_{1n}'$, iar pentru caracteristicile de debit, pe axa ordonatelor se notează debitele relative, $q_1' = Q_1' / Q_{1n}'$.

Fiecare curbă pe grafice corespunde unei deschideri relative $a = a_M / a_{Mn} = a / a_n$, care este luată din caracteristica turbinei. Această valoare nominală $a_{Mn}(a_n)$ este acceptată ca fiind deschiderea aparatului director corespunzătoare deplasării maxime a pistonului servomotorului. Alegerea lui a_n este

condiționată de faptul că parametri de bază ai regulatorului de turație sunt puși în corespondență cu mișcarea maximală a servomotorului. Mărimile $n'_{1n}, M'_{1n}, Q'_{1n}$ corespund valorilor nominale (de calcul) prezentate, a turației, momentului și debitului iar valorile M'_1, M'_{1n} se determină din:

$$\begin{cases} M'_1 = \frac{30\gamma Q'_1}{n n'_1} \eta_M \\ M'_{1n} = \frac{30\gamma Q'_{1n}}{n n'_{1n}} \eta_{Mn} \end{cases} \quad (4.69)$$

de unde:

$$m'_1 = \frac{q'_1}{x'_1} \chi_M \quad (4.70)$$

Construirea dependențelor $m'_1 = f(x'_1)$ și $q'_1 = f(x'_1)$ se face în același mod ca și la construirea caracteristicilor statice ale turbinei. Dar în expresia (4.68) valorile nu sunt cele prezentate corespunzătoare modelului ci valorile parametrilor turbinelor industriale, și de aceea este necesar de exprimat m'_1, x'_1, q'_1 prin valorile corespunzătoare lor, m_t, x și q . Aceasta poate fi făcut dacă se utilizează formulele:

$$Q = Q'_1 \sqrt{HD^2}; n = n'_1 \sqrt{H/D}; M_t = \frac{30}{n} \gamma D^3 H \frac{Q'_1}{n'_1} \eta_t .$$

Într-adevăr, împărțind Q la Q_n , n la n_n și M_t la M_{tn} vom avea:

$$q = q'_1 \sqrt{\frac{H}{H_n}}; \quad \frac{n}{n_n} = x'_1 \sqrt{\frac{H}{H_n}}; \quad m_t = \frac{Hq'_1}{H_n x'_1} \chi_t \quad (4.71)$$

Dar ținând cont că $\frac{H}{H_n} = 1+h$ și $\frac{n}{n_n} = 1+x$, dar $q'_1/x'_1 = m'_1/\chi_M$ și

considerând $\chi_t = \chi_M$ obținem:

$$m'_1 = \frac{m_t}{1+h}; \quad x'_1 = \frac{1+x}{\sqrt{1+h}}; \quad q'_1 = \frac{q}{\sqrt{1+h}} \quad (4.72)$$

În acest mod, dependențele $m'_1 = f(x'_1)$ și $q'_1 = f(x'_1)$ sunt în același timp și caracteristicile statice ale turbinei industriale:

$$\frac{m_t}{1+h} = f\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}}\right) \text{ și } \frac{q}{\sqrt{1+h}} = f\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}}\right) \text{ pentru } a = \text{const.},$$

conform căroră determinăm m_{th} și q_n . Se consideră, de exemplu, cazul când turbina lucrează în regimul ce corespunde pentru $a = 0,647$ și $\varphi = 10^0$. Pentru presiunea

nominală, în poziția dată de $x=0$, $h = 0$, $m_t = m_{t0}$ și $q = q_0$. În punctul cu coordonatele indicate, se va trasa tangenta la curba $\alpha = 0,647$ și în acest mod se înlocuiesc dependențele neliniare cu unele liniare.

Ecuțiile acestor tangente vor fi:

$$\begin{cases} \frac{m_t}{1+h} - m_{t0} = \frac{\partial m_t}{\partial x} \left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} - 1 \right); \\ \frac{q}{\sqrt{1+h}} - q_0 = \frac{\partial q}{\partial x} \left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} - 1 \right), \end{cases} \quad (4.73)$$

de unde:

$$\begin{cases} \frac{\partial m_t}{\partial h} = m_{th} = m_{t0} - 0,5e_t; \\ \frac{\partial q}{\partial h} = q_h = m_{t0} - 0,5(q_0 - q_x). \end{cases} \quad (4.74)$$

Vom considera acum funcția de transfer a conductei forțate, W_y . La început, vom rezolva problema fără a ține cont de elasticitatea pereților conductei și a apei, adică vom considera conducta rigidă. Vom folosi legea fundamentală a mecanicii, $F = m \, dv/dt$, care satisface și mișcarea apei în conductă. Presupunem că pe toată lungimea L a conductei, aria secțiunii transversale este constantă și egală cu A . Atunci:

$$m = \frac{AL}{g}, \quad \frac{dv}{dt} = \frac{1}{A} \cdot \frac{dQ}{dt}, \quad F = -\Delta H \cdot A.$$

Ținând cont că: $Q = qQ_n$ și $\Delta H = hH_n$ obținem:

$$h = -\frac{Q_n L}{gH_n A} \frac{dq}{dt} \quad (4.75)$$

În expresia anterioară, coeficientul din fața derivatei are dimensiunea timpului și se numește constantă de timp a conductei sau constanta inerției apei, T_w . În condiții reale, deoarece aria secțiunii transversale A pe sectoare diferite ale conductei nu este constantă, în calculele practice mărimea T_w se determină cu relația:

$$T_w = \frac{Q_n}{gH_n} \sum \frac{L_i}{A_i} \quad (4.76)$$

unde L_i și A_i sunt lungimile și respectiv ariile secțiunilor transversale ale tronsoanelor diferite ale conductei.

Fizic, timpul T_w este timpul în care debitul apei prin conductă sub acțiunea presiunii nominale se modifică de la zero până la valoarea nominală. Când calculăm T_w trebuie să ținem cont de întregul traseu hidraulic, deci trebuie să avem în vedere presiunea apei din conductă, camera spirală, aparatul director, rotor și tub de aspirație. Prin urmare, în cazul conductei rigide, funcția de transfer are forma:

$$W_y = -T_w s \quad (4.77)$$

Dacă ținem cont de deformațiile elastice ale apei și pereților conductei, atunci orice modificare a presiunii sau debitului se extinde instantaneu pe lungimea conductei, cu o viteză finită oarecare, notată cu a și denumită celeritate, și care depinde de diametrul conductei, grosimea și respectiv modulul de elasticitate al pereților. În condițiile unei amenajări reale, $a = 700 \dots 1000$ m/s. Pentru o astfel de conductă precizată anterior, conducta forțată a turbinei se descrie printr-un sistem cunoscut de ecuații diferențiale cu derivate parțiale, și anume:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = g \frac{\partial H}{\partial t}; \quad \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial t} \quad (4.78)$$

unde v și H sunt viteza de curgere a apei și căderea într-un punct arbitrar, care sunt funcție de timp și coordonata l în lungul conductei.

Rezolvarea sistemului (4.78) furnizează expresia:

$$h = -\Delta q 2h_w \frac{1 - e^{-T_r s}}{1 + e^{-T_r s}} \quad (4.79)$$

unde: $h_w = T_w/T_r$ este caracteristica de șoc a conductei, iar $T_r = 2L/a$ - timpul de reflexie a undelor.

În expresia (4.79) funcția exponențială poate fi exprimată printr-o funcție hiperbolică, adică $\frac{1 - e^{-T_r s}}{1 + e^{-T_r s}} = th 0,5 T_r s$. Ca rezultat, pentru conducte elastice,

funcția de transfer va fi de forma:

$$W_y = -2h_w th 0,5 T_r s \quad (4.80)$$

Prin urmare, conform ecuațiilor (4.78) și (4.80), forma funcției de transfer a HA, prezentată în ecuația (4.68) depinde de forma aleasă pentru funcția de transfer a conductei forțate. Deci, în primul rând, este necesar să se stabilească dacă se poate considera sau nu conducta forțată rigidă.

Pentru a răspunde la această întrebare, se consideră funcția de transfer a HA în formă simplificată. Astfel, în expresia (4.68), se ia $T_k = 0$ și $q_x = 0$, ceea ce

corespunde unei turbine Pelton, și vom considera cazul particular $e_n = 0$. În afară de acestea, presupunem că $\lambda = 1/\chi_0$ și $e_t = -q_0\chi_0$, unde χ_0 este randamentul relativ al turbinei în cazul considerat. Adică, vom considera că modificarea randamentului turbinei în procesul de reglare, nu influențează caracteristicile dinamice ale HA. Această simplificare este acceptabilă deoarece în acest caz nu vor fi considerate caracteristicile dinamice ale HA în general ci doar influențele asupra acestor caracteristici a proceselor care au loc în conducta forțată. Ținând cont de ipotezele admise și de dependențele (4.74), se obține:

$$W_a = \frac{e_y}{T_a s} \frac{1 + q_0 W_y}{1 - 0,5 q_0 W_y} \quad (4.81)$$

Menționăm că funcția de transfer a HA în această formă este acceptată în majoritatea cazurilor, indiferent de tipurile de turbină. Pentru a obține caracteristicile de frecvență, ținând cont de conducta forțată rigidă, înlocuim în (4.81) valoarea W_y din (4.77) și înlocuim $s = i\omega$, rezultă:

$$W_a(i\omega) = \frac{e_y}{T_a(i\omega)} \frac{1 - T_w q_0(i\omega)}{1 + 0,5 T_w q_0(i\omega)} \quad (4.82)$$

În fig.4.10 este prezentată forma aproximativă a caracteristicilor logaritmice amplitudine - pulsație și fază - pulsație, construite cu ajutorul expresiei (4.82) și ținând cont de relațiile reale dintre e_y , T_a și $T_w q_0$. Când se construiește caracteristica fazei, ținem cont că numitorul din cauza semnelui - înainte de termenul al II - lea generează rămânerea fazei cu 90° atunci când $\omega \rightarrow \infty$. Caracteristica fazei când $\omega = \infty$, tinde la -270° .

Practica calculelor sistemelor de reglare arată că acțiunea rapidă a acestor sisteme este mărginită de frecvența $\omega_1 = \frac{1}{T_w q_0}$. Frecvența sistemului deschis de reglare trebuie să fie cel puțin mai mică decât ω_1 .

Exact în același mod, înlocuind (4.80) și (4.81) și ținând cont că $th0,5T_r(i\omega) = itg0,5T_r\omega$, vom obține caracteristicile de frecvență ale HA ținând cont de procesele de undă din conducta forțată sau de elasticitatea conductei și a apei:

$$W'_a(i\omega) = \frac{e_y}{T_a(i\omega)} \frac{1 - i \frac{2T_w q_0}{T_r} tg0,5T_r\omega}{1 + i \frac{T_w q_0}{T_r} tg0,5T_r\omega} \quad (4.83)$$

Când se construiește caracteristica de frecvență cu ajutorul ecuației (4.83), trebuie să ținem cont că tgz este o funcție periodică cu perioada π , și din acest motiv pe caracteristica logaritmică a fazei vor fi semnalate salturi consecutive, de fiecare dată cu 360° în direcția întârzierii. Acestor salturi le corespund frecvențe $\omega = n\pi/0,5T_r$, cu $n = 1, 2, 3, \dots$. Formele caracteristicilor de frecvență construite cu (4.83) sunt prezentate în fig.4.11. În cazul frecvenței $\omega = n\pi/0,5T_r$, caracteristica amplitudine – pulsație se schimbă de două ori sau aproximativ cu 6 dB.

Vom considera mai amănunțit caracteristicile de fază. Presupunem că $T_r \ll T_{wq0}$. În acest caz, când $\omega < 1/T_{wq0}$, valoarea $tg0,5T_r\omega$ poate fi înlocuită cu $0,5T_r\omega$. Atunci, (4.83) va corespunde exact cu (4.82). Aceasta înseamnă că, atunci când $T_r \ll T_w$, în domeniul frecvențelor esențiale, procesele de undă din conductă nu influențează asupra caracteristicilor de frecvență ale HA.

Dacă pentru aceeași valoare T_{wq0} va crește T_r , atunci frecvența $\omega_3 = \pi/0,5T_r$, la care are loc prima rupere a fazei cu -360° , se va apropia de frecvența $\omega_1 = 1/T_{wq0}$. Atunci când $T_r = T_{wq0}$, frecvența $\omega_3 = 2\pi/T_{wq0}$, adică ruperea fazei are loc la frecvența $2\pi\omega_1$.

Vom determina influența pe care o are ruperea fazei (saltul fazei) asupra caracteristicilor în vecinătatea frecvenței $\omega_1 = 1/T_{wq0}$. Din expresia (4.82) rezultă că, pentru caracteristica fazei, ținând cont de conductă rigidă, expresia va fi:

$$\varphi_1(\omega) = -90^\circ - \arctg T_{wq0}\omega - \arctg 0,5T_r\omega \quad (4.84)$$

De aici, înlocuind $\omega = \omega_1$, rămânerea după fază va fi $\varphi_1 = 162^\circ$.

Dacă ținem cont de procesele de undă, atunci conform (4.83) caracteristica fazelor va fi:

$$\varphi_2(\omega) = -90^\circ - \arctg \frac{2T_{wq0}}{T_r} tg0,5T_r\omega - \arctg \frac{T_{wq0}}{T_r} tg0,5T_r\omega \quad (4.85)$$

și dacă înlocuim $T_r = T_{wq0}$ și $\omega = \omega_1 = 1/T_{wq0}$, atunci rămânerea fazei va fi $\varphi_2 = 167,5^\circ$. După cum se vede, diferența dintre φ_1 și φ_2 este suficient de acceptabilă pentru calculele practice.

Prin urmare, când $T_r \ll T_{wq0}$, calculăm dinamica reglării și funcția de transfer a HA este dată de relația (4.82), când ținem cont de conductă rigidă. Însă, atunci când $T_r > T_{wq0}$, la scrierea funcției de transfer trebuie să ținem cont și de procesele de undă din conductă forțată.

De aici nu rezultă că există o limită determinată când este necesar de ținut cont de elasticitate. Dacă mărimea T_r este apropiată de $T_w q_0$, atunci alegerea formei funcției de transfer a conductei forțate va depinde, evident, de exactitatea cu care trebuie determinate caracteristicile de fază ale HA. Trebuie însă ținut cont că valorile reale pentru T_r și T_w pot fi oarecum diferite de cele de calcul. Astfel, pentru a nu comite o eroare mare în determinarea parametrilor sistemului de reglare, în toate cazurile când $T_r > T_w q_0$, este necesar de ținut cont de elasticitatea conductei.

În continuare, având în vedere raționamentele anterioare, voi determina funcțiile de transfer ale HA cu turbine cu dublu reglaj și, de asemenea, funcțiile de transfer ale hidroagregatului cu turbină Pelton, care face obiectul studiului.

4.2.1 Deducerea funcțiilor de transfer pentru hidroagregatele cu turbine hidraulice cu dublu reglaj

Turbinele cu dublu reglaj funcționează în zona căderilor mici, ceea ce înseamnă că au conductele forțate scurte, uneori acestea putând chiar lipsi.

Astfel, pentru aceste agregate, de obicei este valabilă relația $T_r < T_w q_0$. Din acest motiv, funcția de transfer a conductei forțate se ia cea prezentată în relația (4.77). Înlocuind (4.77) și (4.74) în expresia (4.68), vom obține funcția de transfer a HA în regimuri de lucru la funcționarea insularizată (sarcină izolată), dată în relația:

$$W_a = e_y \frac{T_k s + 1}{T_k s + 1} \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5(q_0 - q_x)]T_w s}{0,5T_a T_w (q_0 - q_x) s^2 + [T_a + 0,5T_w e_n (q_0 - q_x) + T_w q_x (m_{t0} - 0,5e_t)]s + e_n} \quad (4.86)$$

Coeficientul statistic de amplificare al agregatului este egal cu raportul e_y/e_n . Numărătorul funcției scrise anterior este de gradul II și poate fi ușor descompus în factori dacă-l vom reprezenta sub forma:

$$As^2 + Bs + 1 = (T_1 s + 1)(T_2 s + 1) \quad (4.87)$$

în care coeficienții sunt:

$$A = \frac{0,5T_a T_w (q_0 - q_x)}{e_n};$$

$$B = \frac{T_a + 0,5T_w e_n (q_0 - q_x) + T_w q_x (m_{t0} - 0,5e_t)}{e_n} \quad (4.88)$$

Din (4.86) putem obține funcția de transfer a HA în regim de mers în gol. În acest caz, paletelile rotorice sunt în poziția maximă iar unghiul de înclinare al paletelor nu se modifică în procesul de reglare, adică $T_k = T'_k$, iar mărimea e_y va fi determinată doar de modificarea deschiderii aparatului director, când $\varphi = \text{const}$.

În mod analog, înlocuind în expresia (4.66) valorile lui m_{th} și q_h din (4.74) și, de asemenea W_y din (4.77), vom determina funcția de transfer a turbinei cu dublu reglaj pentru turație constantă, și anume:

$$W_{ty} = e_y \frac{T'_k s + 1}{T_k s + 1} \cdot \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5q_0]T_w s}{1 + 0,5T_w q_0 s} \quad (4.89)$$

Funcția de transfer obținută în (4.86) corespunde schemei în care elementul combinatorului este dirijat de la servomotorul aparatului director. Dacă însă acesta este dirijat de la un servomotor auxiliar, în acest caz în numărătorul funcțiilor de transfer (4.86) și (4.89) mai trebuie adăugat termenul $T_y s + 1$, iar timpul T'_k se

înlocuiește cu T_{ky} , care se determină din: $T_{ky} = T'_k + \frac{k_k T_y}{e_y} \frac{\partial m_t}{\partial}$.

Folosind relațiile anterioare, am determinat în continuare funcțiile de transfer pentru hidroagregatele cu turbină radial-axială.

În ultimul timp, intervalul căderilor în care se montează turbine radial – axiale s-a lărgit esențial. Deoarece cu creșterea căderii crește și lungimea conductei, mărimea $T_w = \sum L_v / (gH_n)$ se modifică nesemnificativ, iar timpul de reflexie al undelor, $T_r = 2L/a$ depinde liniar de lungimea conductei.

Prin urmare, în instalațiile cu turbine radial – axiale, mărimea T_r poate fi mai mare sau mai mică decât $T_w q_0$. Pentru acest tip de turbină, forma funcției de transfer va depinde de relația dintre T_r și $T_w q_0$. Dacă $T_r < T_w q_0$, atunci eliminând T_k și T'_k din relațiile (4.86) și (4.89), se obține:

$$W_a = e_y \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5(q_0 - q_x)]T_w s}{0,5T_a T_w (q_0 - q_x) s^2 + [T_a + 0,5T_w e_n (q_0 - q_x) + T_w q_x (m_{t0} - 0,5e_t)]s + e_n}$$

$$W_{ty} = e_y \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5q_0]T_w s}{1 + 0,5T_w q_0 s}, \text{ pentru } T_r \leq T_w q_0 \quad (4.90)$$

Trebuie menționat că, în majoritatea turbinelor radial – axiale, debitul variază puțin cu turația.

În multe dintre cazuri, putem pune $q_x = 0$. Atunci se descompune (4.90) în factori, și se obține:

$$W_a = e_y \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5q_0]T_{ws}}{(T_{as} + e_n)(0,5T_wq_0s + 1)} \quad (4.91)$$

Dacă $T_r > T_wq_0$, atunci funcția de transfer a conductei forțate trebuie aleasă ținând cont de procesele de undă din conductă, adică în forma (4.80). Dacă din (4.68) se elimină T_k și T'_k și înlocuim m_{th} , q_h și W_y cu valorile lor din (4.74) și (4.80) și considerând $q_x = 0$, vom obține funcția de transfer a turbinei radial - axiale ținând cont de elasticitatea conductei, sub forma:

$$W_a = e_y \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5q_0]2h_wth0,5T_r s}{(T_{as} + e_n)(q_0h_wth0,5T_r s + 1)} \quad (4.92)$$

În mod analog, din (4.90) obținem și funcția de transfer a turbinelor radial - axiale la turație constantă, în care se ține cont și de procesele de undă:

$$W_{ty} = e_y \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5q_0]2h_wth0,5T_r s}{1 + q_0h_wth0,5T_r s} \quad (4.93)$$

4.2.2 Deducerea funcțiilor de transfer pentru hidroagregatele cu turbine Pelton

În cazul CHE cu cădere mare, echipate cu turbine Pelton, mărimea T_r este mai mare decât T_wq_0 . Prin urmare, în acest caz trebuie ținut cont de procesele de undă. În afară de aceasta, în cazul turbinei Pelton, $q_x = 0$. Prin urmare, pentru $T_r > T_wq_0$, funcția de transfer a HA cu turbină Pelton corespunde expresiei (4.92) iar W_{ty} expresiei (4.93). Dacă $T_r < T_wq_0$, atunci W_a se determină din (4.91) iar W_{ty} din expresia (4.90).

Funcțiile de transfer deduse anterior ale HA cu diverse tipuri de turbine, reflectă destul de complet și corect proprietățile dinamice ale HA ca obiect de reglare.

În cazurile când în calcule se ține cont de rigiditatea conductei, determinarea caracteristicilor logaritmice de frecvență ale agregatului nu prezintă dificultăți deoarece funcțiile de transfer (4.86) și (4.89) ÷ (4.91) sunt formate din elemente tip considerate în [4.15] și [4.17].

În practică, se întâmpină unele dificultăți la determinarea caracteristicilor de frecvență ale agregatului dacă se ține cont de elasticitate, deoarece în acest caz, funcțiile de transfer (4.92) și (4.93) au expresii transcendente.

Pentru a simplifica determinarea, vom înlocui în (4.92), $W = W_1 W_2$, sub formă de produs, unde $W_1 = \frac{e_y}{T_a s + e_n}$ este un element periodic de ordinul I iar în W_2 intră celelalte elemente din (4.92). Vom considera următoarele simplificări: $\lambda = 1/\chi_0$, $e_t = -q_0 \chi_0$ și $m_{t0} = q_0 \chi_0$. Înlocuind h_w cu T_w/T_r și $s = i\omega$, vom obține următoarea caracteristică de frecvență:

$$W_2(i\omega) = \frac{1 - i \frac{2T_w q_0}{T_r} \operatorname{tg} 0,5T_r \omega}{1 + i \frac{T_w q_0}{T_r} \operatorname{tg} 0,5T_r \omega} \quad (4.94)$$

Deci, având în vedere cele menționate anterior, se poate spune că modelul stereodinamic în domeniul frecvențelor sub forma unei funcții de transfer înglobează alături de elemente ale turbinei hidraulice și elemente ale generatorului electric cât și ale regulatorului automat de turație (legătura combinatorie) și ale amenajării hidroenergetice (conducta forțată). În [4.1] și [4.18], pornind de la schema structurală a hidroagregatului prezentată în fig.4.7 se obține schema pentru hidroagregatul cu turbină Pelton. În cazul turbinei Pelton, organele de reglare a debitului sunt acul injectorului și deflectorul. În primă etapă se consideră doar injectorul cu deplasarea acului pe care o notăm cu a .

De asemenea, din reprezentarea curbelor $Q = f(n)$, cu a ca parametru, se observă că la turbinele Pelton, debitul nu variază cu turația.

Astfel, în fig.4.12, este prezentată schema structurală a agregatului cu turbină Pelton.

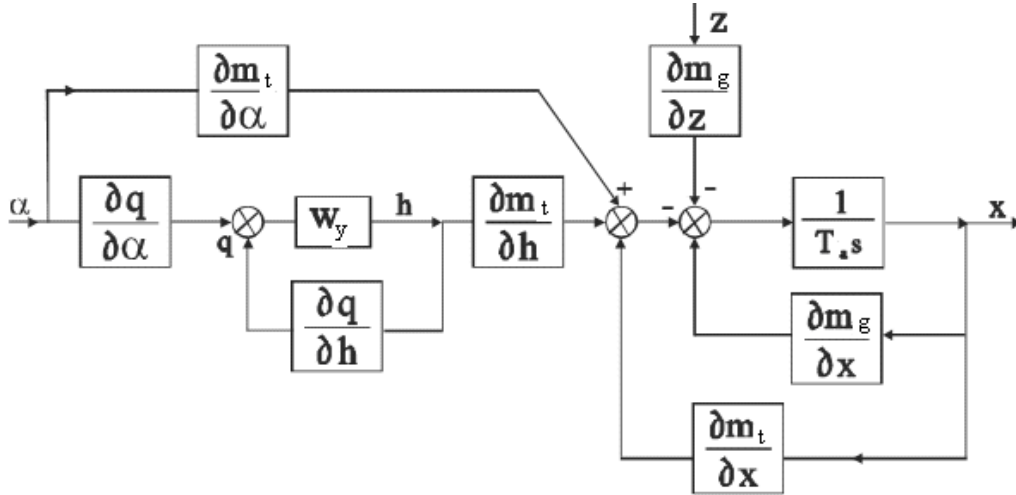


Fig.4.12 Schema structurală a hidroagregatului.

Se consideră cunoscută funcția de transfer a conductei forțate, W_y .

$$(W_y = -2 \cdot \frac{T_w}{T_r} \cdot th(0,5T_r \cdot s), \text{ unde } T_w = \frac{v \cdot L^*}{g \cdot H_T} \text{ și } T_r = \frac{2L^*}{a}, \text{ iar } s = j\omega).$$

Semnificația mărimilor din relații a fost precizată anterior.

Pe baza fig.4.12 și a algebrei funcțiilor de transfer, se deduce funcția de transfer a hidroagregatului:

$$\begin{aligned}
 W_{Ha}\left(\frac{\Delta x}{\Delta a}\right) &= \left(\frac{\partial m_t}{\partial a} + \frac{\partial q}{\partial a} \cdot \frac{W_y}{1 - W_y \cdot \frac{\partial q}{\partial h}} \cdot \frac{\partial m_t}{\partial h} \right) \cdot \frac{\frac{1}{T_a \cdot s}}{1 + \frac{1}{T_a \cdot s} \cdot \frac{\partial m_g}{\partial x}} = \\
 &= \left[\frac{\partial m_t}{\partial a} + \frac{\partial q}{\partial a} \cdot \frac{W_y}{1 - W_y \cdot \frac{\partial q}{\partial h}} \cdot \frac{\partial m_t}{\partial h} \right] \cdot \frac{\frac{1}{T_a \cdot s}}{1 + \frac{1}{T_a \cdot s} \cdot \frac{\partial m_g}{\partial x} - \frac{1}{T_a \cdot s} \cdot \frac{\partial m_t}{\partial x}} = \\
 &= \left[\frac{\partial m_t}{\partial a} + \frac{\partial q}{\partial a} \cdot \frac{W_y}{1 - W_y \cdot \frac{\partial q}{\partial h}} \cdot \frac{\partial m_t}{\partial h} \right] \cdot \frac{1}{T_a \cdot s} \cdot \frac{1}{\left(T_a \cdot s + \frac{\partial m_g}{\partial x} - \frac{\partial m_t}{\partial x} \right)} \quad (4.95)
 \end{aligned}$$

Astfel rezultă:

$$W_{Ha} \left(\frac{\Delta x}{\Delta a} \right) = \left[\frac{\partial m_t}{\partial a} + \frac{\partial q}{\partial a} \cdot \frac{W_y}{1 - W_y \cdot \frac{\partial q}{\partial h}} \cdot \frac{\partial m_t}{\partial h} \right] \cdot \frac{1}{T_a \cdot s + \frac{\partial m_g}{\partial x} - \frac{\partial m_t}{\partial x}} \quad (4.96)$$

Folosind notațiile din acest capitol, se rescrie relația (4.96) sub forma:

$$W_{ty} = \frac{1}{T_a \cdot s + e_n} \left[m_{ty} + q_y \frac{W_y}{1 - W_y q_h} m_{th} \right]$$

În funcție de forma pe care o ia funcția de transfer a conductei forțate, adică dacă se ia sau nu în considerare elasticitatea conductei, funcția de transfer din relația (4.97) are o formă similară cu cele obținute în [4.13].

Funcția de transfer se particularizează la funcția de frecvență care în plan complex sau coordonate logaritmice amplitudine – pulsație și fază – pulsație vizualizează comportarea dinamică a hidroagregatului în aproximație liniară.

Se pot investiga astfel regimurile nestaționare și tranzitorii punându-se în evidență stabilitatea mașinii, rezonanța ei, etc., cât și posibilitatea de acordare în cazul funcționării în cadrul unui sistem automat de reglare a turației.

Funcțiile de transfer prezentate anterior înglobează atât elemente ale turbinei dar și ale generatorului electric, regulatorului de turație și conductei forțate. Față de aceste funcții de transfer, în [4.19] se are în vedere doar ansamblul turbină hidraulică – conductă forțată. Și aici se va observa că este foarte important modul în care este descrisă conducta forțată, adică dacă se ține sau nu cont de elasticitatea conductei.

Astfel, la ansamblul turbină – conductă forțată se urmărește variația puterii mecanice obținute la arborele turbinei în funcție de deschiderea aparatului director.

Puterea mecanică disponibilă P_m , legată liniar de debitul și căderea turbinei, stabilește modelul turbinei:

$$P_m = \rho g Q H \eta \quad (4.98)$$

Faptul că turbina nu este 100% eficientă este luat în considerare prin extragerea debitului de mers în gol, Q_{mg} , din debitul net, pentru a da debitul efectiv, care, înmulțit cu căderea produce puterea mecanică. Există de asemenea și un efect de atenuare la turbine, care este o funcție de deschiderea aparatului director și care

trebuie luat în considerare. Astfel, puterea specifică a turbinei poate fi exprimată în următoarea formă:

$$\overline{P_m} = A_t \cdot \overline{h}(\overline{q} - \overline{q_{mg}}) - D_n \cdot \overline{G} \cdot \Delta \overline{n} \quad (4.99)$$

Puterea nominală a turbinei, dată în MW, este folosită ca putere de bază, Q_{nom} , este debitul turbinei cu aparatul director complet deschis iar H_{nom} este egală cu căderea statică a coloanei de apă, H_0 . Parametrul D_n din relația anterioară ia în considerare efectul variației turației Δn asupra randamentului turbinei. Valorile tipice pentru D_n se află în intervalul $0,5 \leq D_n \leq 2$. Atenuarea turbinei A_t este obținută din raportul poziției efective a aparatului director și poziția reală a acestuia, și se poate calcula cu relația:

$$A_t = \frac{1}{G_{fl} - G_{mg}} \cdot \frac{\text{Puterea nominală a turbinei}}{\text{Puterea nominală generatorului}} \quad (4.100)$$

în care G_{fl} este poziția aparatului director corespunzătoare sarcinii maxime iar G_{mg} este poziția aparatului director corespunzătoare mersului în gol, ambele fiind calculate la turația și căderea nominale.

Caracteristicile turbinei sunt definite prin relațiile dintre debit, poziția paletelor aparatului director și căderea turbinei. În formă adimensională, debitul prin turbină este dat de caracteristica aparatului director:

$$\overline{q} = \overline{G} \sqrt{\overline{h}} \quad (4.101)$$

Se poate stabili o reprezentare liniarizată a turbinei folosind datele obținute prin încercarea sistemului. Comportarea turbinei poate fi caracterizată de variația debitului și a momentului la ieșire în funcție de turație, căderea utilizată și poziția paletelor aparatului director. Se obțin curbe caracteristice prin încercările turbinei la deschideri particulare ale aparatului director, variind turația și măsurând debitul și momentul. Încercările sunt repetate pentru diferite deschideri, din aceste curbe putându-se stabili care ar trebui să fie turația turbinei, la orice deschidere a aparatului director, astfel încât să obținem randamentul maxim pentru această deschidere.

Pentru variații mici în jurul punctului de funcționare, turbina poate fi reprezentată prin următoarele serii Taylor liniarizate, ce leagă debitul și momentul de cădere, turație și poziția aparatului director:

$$\begin{aligned}\Delta q &= a_{11}\Delta h + a_{12}\Delta n + a_{13}\Delta g \\ \Delta m &= a_{21}\Delta h + a_{22}\Delta n + a_{23}\Delta g\end{aligned}\quad (4.102)$$

Parametrii a_{ij} sunt derivatele parțiale ale debitului și momentului în raport cu căderea, turația și respectiv poziția aparatului director. Ei rămân constanți pentru variațiile în jurul punctului de funcționare. Valorile lor depind de punctele inițiale în regim staționar ale turbinei și pot fi măsurate cu acuratețe prin experiment. Modificările în puterea turbinei sunt esențial determinate de două componente, una raportată la poziția aparatului director și cealaltă raportată la variația turației. Reprezentarea turbinei depinde în principal de coeficientul a_{23} ($a_{23} = \frac{\partial m}{\partial g}$). Acest

coeficient este un parametru critic pentru o aproximare cu acuratețe a dinamicii sistemului; a_{23} variază foarte mult față de valoarea ideală a sistemului. Poate fi determinat cu precizie din caracteristica moment – deschiderea aparatului director, curbă ce poate fi determinată prin măsurători.

O problemă foarte importantă în stabilirea funcției de transfer a ansamblului turbină – conductă forțată este modelarea coloanei de apă. Performanțele turbinei hidraulice sunt puternic influențate de caracteristicile coloanei de apă care o deservește. Printre aceste caracteristici putem enumera: inerția apei, compresibilitatea și elasticitatea pereților conductei forțate.

Efectul inerției apei este de a cauza variația debitului turbinei, întârziată față de variațiile deschiderii aparatului director. De fapt, puterea are o comportare tranzitorie, care inițial este în sens opus celei așteptate la modificarea deschiderii aparatului director. De fapt, la deschiderea rapidă a aparatului director, până când debitul se modifică apreciabil, viteza apei în rotor scade, datorită creșterii secțiunii de trecere. Astfel, transferul puterii la rotor scade întâi, înainte de a crește la valoarea cerută în regimul staționar. Acesta este cel mai important factor care face din turbina hidraulică o componentă necooperantă în sistemul de reglare a turației.

Elasticitatea conductei este legată de fenomenul loviturii de berbec.

În continuare mă voi referi la modelarea conductei forțate. Se vor trata separat atât conducta rigidă cât și conducta elastică.

Se consideră o centrală hidroelectrică simplă, cu o singură conductă forțată ce deservește grupul hidrogenerator, iar dezvoltarea modelului se face pentru cazul coloanei inelastice de apă.

Caracteristicile turbinei și conductei sunt determinate cu ajutorul a trei ecuații de bază referitoare la viteza apei în conducta forțată, accelerarea coloanei de apă sub influența accelerației gravitaționale și a producerii puterii mecanice în turbină.

În primul rând este dezvoltată o reprezentare neliniară care este potrivită pentru modificările importante ale turației și puterii, ca în cazul funcționării insularizate, a aruncărilor de sarcină sau în studiile de reabilitare.

Forța aplicată masei de apă este:

$$(H_0 - H - h_p)\rho gA = \rho A l \frac{dv}{dt} \quad (4.103)$$

în care: H_0 [m] este căderea statică a coloanei de apă, H [m] căderea la intrarea în turbină, h_p sunt pierderile de sarcină datorate frecării iar v [m/s] este viteza apei.

Variația debitului în conducta forțată poate fi determinată ca:

$$\frac{dQ}{dt} = (H_0 - H - h_p) \frac{gA}{l} \quad (4.104)$$

Pentru simplificarea calculelor se trece la mărimi adimensionalizate. În acest caz căderea nominală H_{nom} este aleasă astfel încât să fie egală cu căderea statică disponibilă H_0 , iar Q_{nom} este egal cu debitul turbinei când aparatul director este complet deschis. Exprimând relația (4.104) în mărimi adimensionale se poate scrie:

$$\frac{d\bar{q}}{dt} = (1 - \bar{h} - \bar{h}_p) \cdot \frac{H_{nom}gA}{lQ_{nom}} \quad (4.105)$$

$$\frac{d\bar{q}}{dt} = \frac{1 - \bar{h} - \bar{h}_p}{T_w} \quad (4.106)$$

unde: $T_w = \frac{lQ_{nom}}{H_{nom}gA} = \frac{l \cdot v}{H_{nom}g}$ este constanta de timp a inerției apei, cunoscută și ca timpul conductei. Timpul conductei reprezintă timpul cerut căderii H_{nom} să accelereze apa în conducta forțată până la viteza v corespunzătoare debitului Q_{nom} .

Se consideră o conductă forțată simplă. Deschizând aparatul director într-un timp Δt , aceasta produce o creștere a vitezei apei în conducta forțată cu Δv și o scădere a căderii la intrarea în turbină cu Δh . Accelerația apei, cauzată de modificarea căderii turbinei, din legea a doua a lui Newton, poate fi exprimată prin:

$$\rho A l \frac{d\Delta v}{dt} = -\rho g A \Delta h \quad (4.107)$$

Ecuația poate fi adusă în formă adimensională prin raportarea la v și H_{nom} , și se obține:

$$\left(\frac{l \cdot v}{gH_{nom}} \right) \frac{d\Delta\bar{v}}{dt} = -\Delta\bar{h} \quad (4.108)$$

Scriind în mărimi adimensionale obținem:

$$T_w \frac{d\Delta\bar{v}}{dt} = -\Delta\bar{h} \quad (4.109)$$

Această ecuație reprezintă o importantă caracteristică a centralelor hidroelectrice. Ecuația arată că, dacă aparatul director este închis, apare o presiune ce produce decelerarea apei. Adică, o modificare pozitivă a presiunii produce o modificare negativă a accelerației, și invers. Accelerația maximă apare imediat după deschiderea aparatului director deoarece întreaga diferență de presiune este disponibilă pentru accelerarea apei.

În ceea ce privește modelul conductei forțate atunci când se ia în considerare elasticitatea coloanei de apă, se are în vedere lovitura de berbec. Aceasta este rezultatul modificării presiunii în conducta forțată, cauzată de accelerarea sau decelerarea coloanei de apă datorată închiderii sau deschiderii aparatului director sau datorită modificării rapide a vitezei coloanei de apă. Fenomenul este caracterizat de o serie de unde pozitive și negative de presiune, care se deplasează și într-un sens și în celălalt în conducta forțată, până când sunt atenuate prin frecare.

Undele de presiune se deplasează cu celeritatea a , care este viteza sunetului în apă. Timpul în care unda de presiune se deplasează pe lungimea conductei se numește timp de reflexie a undelor, T_r , definit prin relația:

$$T_r = \frac{L}{a} \quad (4.110)$$

în care L este lungimea conductei.

Presupunând conducta forțată uniformă, deservită de un rezervor, căderea și debitul la intrarea în turbină sunt legate printr-o relație de forma funcției de transfer:

$$\frac{H(s)}{Q(s)} = -\frac{T_w}{T_r} \tanh(T_r s + F) \quad (4.111)$$

în care F caracterizează pierderile prin frecare din conducta forțată iar s este variabila Laplace.

Având în vedere cele precizate anterior, în continuare ne vom referi la sistemele hidraulice formate din turbina hidraulică și conducta forțată, în variantele în care se ține sau nu cont de elasticitatea coloanei de apă.

Pentru coloana de apă inelastică, ansamblul turbină – conductă forțată poate fi modelat având în vedere ecuațiile (4.99) și (4.106). În fig.4.13 este prezentat modelul ansamblului, care este o reprezentare neliniară ce arată modul în care puterea generată depinde de poziția paletelor aparatului director.

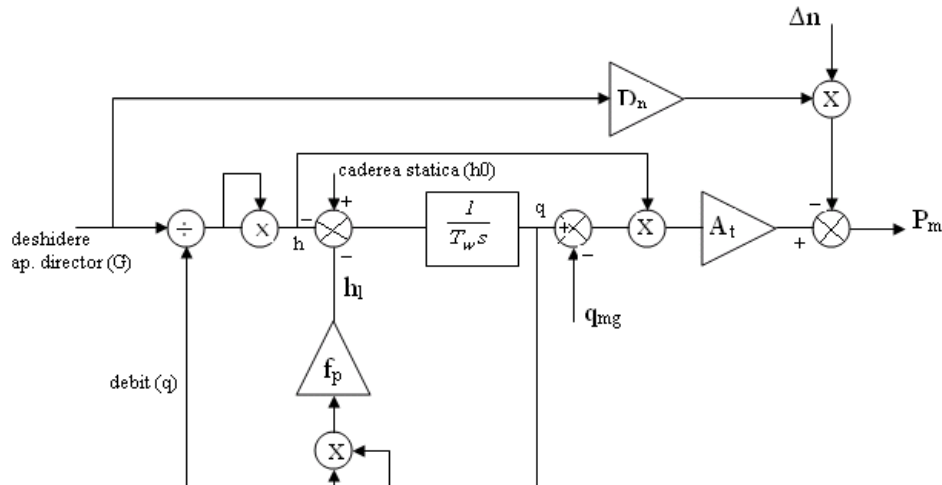


Fig.4.13 Modelul sistemului turbină – conductă forțată rigidă

De remarcat este faptul că puterea depinde și de intrările secundare Δn , h_0 și q_{mg} , însă aceste modificări sunt mult mai lente decât în intrarea principală. De asemenea, valoarea pentru timpul conductei se obține la condiții nominale, folosind ca valori de bază debitul și căderea nominală.

În timp ce modelarea sistemului presupunând coloana de apă inelastică este adecvată pentru conducte forțate scurte, la coloana de apă elastică modelul trebuie să ia în considerare efectele care cauzează apariția și deplasarea undelor de presiune prin conductă. Astfel, sistemul hidraulic neliniar ce include efectele loviturii de berbec poate fi modelat combinând ecuația turbinei (4.106) cu ecuația (4.111) pentru coloana elastică de apă. În fig.4.14 este prezentată schema bloc a sistemului, în care puterea turbinei este funcție de căderea turbinei și de deschiderea aparatului director.

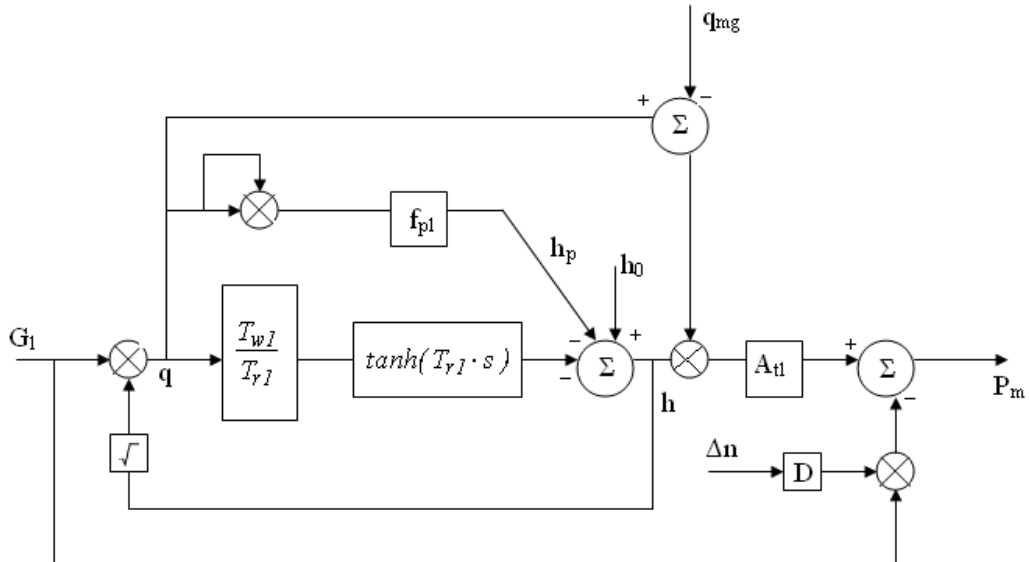


Fig.4.14 Modelul neliniar al turbinei cu coloană elastică de apă

Pentru caracterizarea în regim dinamic a acestor modele trebuie considerată o reprezentare liniară. Astfel, în continuare se vor prezenta modelele liniarizate ale sistemelor prezentate anterior.

Pentru coloana inelastică de apă, funcția de transfer se obține prin liniarizarea ecuațiilor de bază ale ansamblului turbină – conductă forțată (4.101) și (4.106). Rezultă o funcție de transfer de ordinul I, de ecuație (4.112), care leagă variațiile mici în puterea mecanică de variațiile deschiderii aparatului director. De notat este faptul că în acest caz timpul conductei T_w corespunde condițiilor de funcționare și nu condițiilor nominale. Astfel, pentru a modela sistemul corect, în vederea simulării stabilității, este necesar să se ajusteze valorile lui T_w ori de câte ori se modifică condițiile de funcționare inițiale.

$$\frac{\Delta P_m(s)}{\Delta G(s)} = \frac{1 - T_w s}{1 + 0,5 T_w s} \quad (4.112)$$

Funcția de transfer anterioară are un zero în jumătatea dreaptă a planului complex, localizat la $s = 1/T_w$.

În cazul în care se ține cont de elasticitatea coloanei de apă, modelul liniar pentru turbină se obține prin combinarea ecuațiilor (4.102) și (4.111), rezultând o

relație de forma (4.113), funcție de transfer ce leagă variațiile momentului sau puterii la ieșirea turbinei, de modificările în poziția paletelor aparatului director.

$$\frac{\Delta P_m(s)}{\Delta G(s)} = \frac{a_{23} + (a_{11}a_{23} - a_{21}a_{13}) \frac{T_w}{T_r} \tanh(T_r s + F)}{1 + a_{11} \frac{T_w}{T_r} \tanh(T_r s + F)} \quad (4.113)$$

Examinarea atentă a funcției de transfer arată că amplificarea variază între două valori limită:

- limita inferioară: $\left| \frac{\Delta P_m(0)}{\Delta G(0)} \right| = a_{23}$
- limita superioară: $\left| \frac{\Delta P_m(\infty)}{\Delta G(\infty)} \right| = \frac{|a_{11}a_{23} - a_{21}a_{13}|}{a_{11}}$

Prin determinarea caracteristicilor turbinei se determină valorile parametrilor și considerând pierderile prin frecare neglijabile, adică $F = 0$, atunci ecuația (4.113) poate fi rescrisă astfel:

$$\frac{\Delta P_m(s)}{\Delta G(s)} = \frac{1 - Z_0 \tanh(T_r)}{1 + 0,5 Z_0 \tanh(T_r)} \quad (4.114)$$

în care $Z_0 = T_w/T_r$ este impedanța conductei forțate.

Ecuația (4.114) reprezintă un model cu parametrii distribuiți, greu de utilizat pentru studiile de stabilitate ale sistemelor, ceea ce înseamnă că este de dorit ca acesta să fie înlocuit cu un model redus. Se pot astfel folosi seriile Maclaurin pentru a obține o funcție de transfer rațională, de ordinul n , care să aproximeze funcția de transfer irațională dată de ecuația (4.113). Metoda de aproximare trebuie aplicată cu grijă având în vedere că ordinul de aproximare crește odată cu acuratețea modelului. Este găsită funcția de transfer de ordinul IV, scrisă sub forma:

$$\frac{\Delta P_m(s)}{\Delta G(s)} = \frac{1 - T_w s + 0,5 T_r^2 s^2 - 0,167 T_r^2 T_w s^3 + 0,04167 T_r^4 s^4}{1 + 0,5 T_w s + 0,5 T_r^2 s^2 + 0,0834 T_r^2 T_w s^3 + 0,04167 T_r^4 s^4} \quad (4.115)$$

Reprezentarea ecuației (4.113) poate fi modificată pentru parametrii concentrați. Aceasta se obține extinzând funcția de transfer la un model general de ordinul n , utilizând relația:

$$\tanh(x) = \frac{1 - e^{-2x}}{1 + e^{-2x}} \quad (4.116)$$

Se obține aproximarea:

$$\tanh(T_r s) = \frac{s T_r \prod_{n=1}^{n=\infty} \left[1 + \left(\frac{s T_r}{n\pi} \right)^2 \right]}{\prod_{n=1}^{n=\infty} \left[1 + \left(\frac{2s T_r}{(2n-1)\pi} \right)^2 \right]} \quad (4.117)$$

Pentru $n = 1$ ecuația (4.117) poate fi scrisă în forma:

$$\frac{\Delta P_m(s)}{\Delta G(s)} = \frac{1 - T_w s + \frac{4}{\pi^2} T_r^2 s^2 - \frac{T_w T_r^2}{\pi^2} s^3}{1 + 0,5 T_w s + \frac{4}{\pi^2} T_r^2 s^2 + 0,5 \frac{T_w T_r^2}{\pi^2} s^3} \quad (4.118)$$

Ecuția anterioară oferă o reprezentare a sistemului cu mai multă acuratețe.

Astfel, în acest capitol au fost prezentate metodele pentru deducerea funcțiilor de transfer ale hidroagregatelor. Ca o concluzie a acestui capitol ar fi faptul că, pentru o determinare cât mai corectă a funcției de transfer, trebuie stabilit dacă se ia sau nu în considerare elasticitatea coloanei de apă.

CAP.5 STAȚIUNEA EXPERIMENTALĂ PENTRU ÎNCERCAREA TURBINELOR PELTON

5.1 REALIZAREA STAȚIUNII EXPERIMENTALE

Încercările în regim staționar și nestaționar sunt efectuate pe turbina Pelton. Pentru subiectul tezei de doctorat am adaptat unele elemente ce aparțin stațiunii experimentale ce modelează microhidrocentrala „Gemenele”, plasată în Laboratorul de Mașini Hidraulice a Universității „Politehnica” din Timișoara. Pornind de la aceste elemente, am construit o stațiune de încercare dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton. Stațiunea este reprezentată în fig.5.1 și se compune din circuitul hidraulic, dispozitivele de automatizare, aparatura de măsură și consumatorii electrici, [5.7].

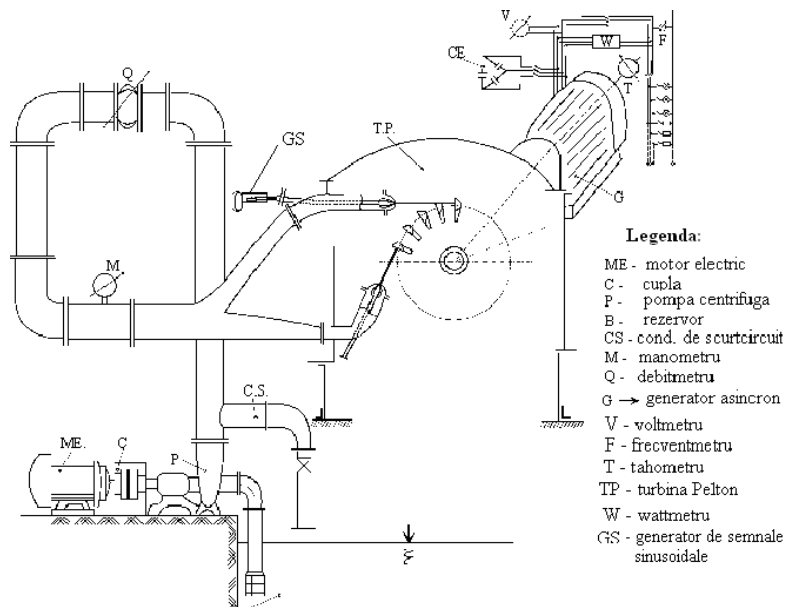


Fig.5.1 Schema simplificată a stațiunii experimentale

Circuitul hidraulic este format din bazinul de aspirație B, care servește și pentru colectarea apei la ieșirea din turbină, pompa centrifugă P, care realizează căderea turbinei, turbina Pelton, TP, conductele de legătură și conducta de scurtcircuitare CS. Când presiunea apei din conducta de alimentare se abate de la valoarea prescrisă, se acționează asupra vanei conductei de scurtcircuitare.

Pompa centrifugă este antrenată de motorul electric ME și turbina hidraulică antrenează generatorul electric G, care debitează asupra unor consumatori formați din becuri.

Turbina Pelton din cadrul stațiunii are un rotor turnat, monobloc, cu 20 de palete în formă de cupă, ale căror dimensiuni principale sunt reprezentate în fig.5.2.

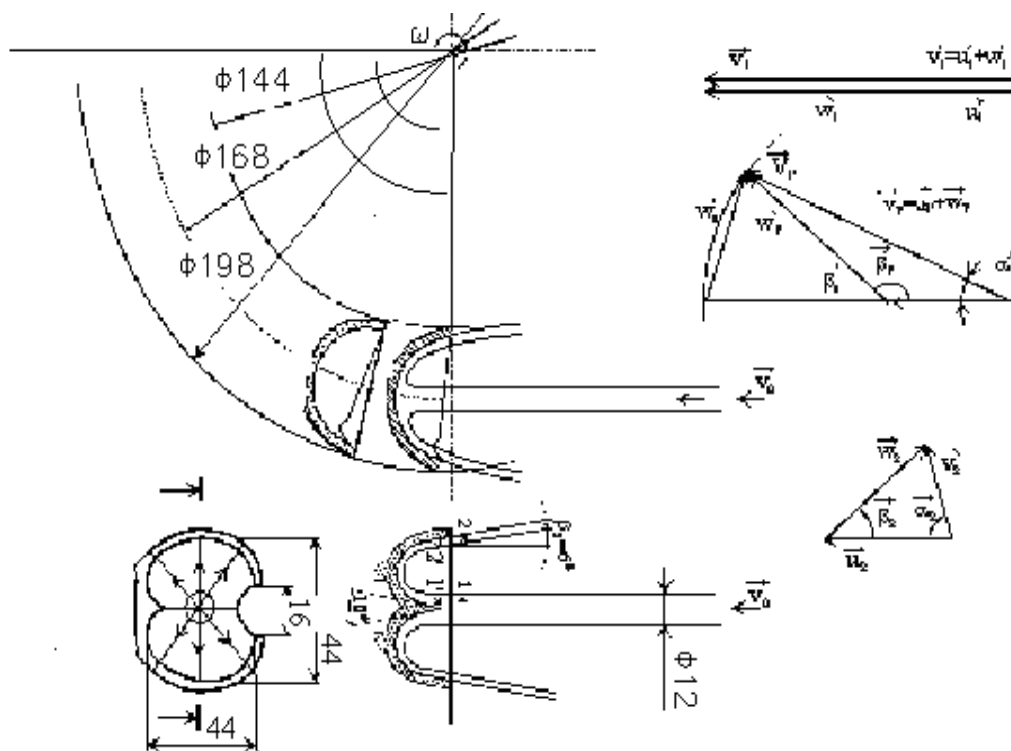


Fig.5.2 Dimensiuni principale ale rotorului și paletei Pelton

Organul principal de reglare a debitului este aparatul director. La turbina Pelton, aparatul director este axial, sub forma unui injector, la care, prin deplasarea acului injector se realizează mai multe regimuri de funcționare. În fig.5.3 sunt

prezentate dimensiunile principale ale injectorului turbinei Pelton din stațiunea experimentală.

De asemenea, în fig.5.4 sunt date lungimile conductelor de legătură din circuitul hidraulic al stațiunii. Sunt necesare pentru evaluarea pierderilor hidraulice longitudinale pe traseul curentului de apă până la intrarea în turbină și pentru determinarea timpului conductei T_c și timpului de reflexie al undelor, T_r , ce intervin în calculul funcției de transfer a conductei forțate din modelul dinamic în frecvență al turbinei Pelton.

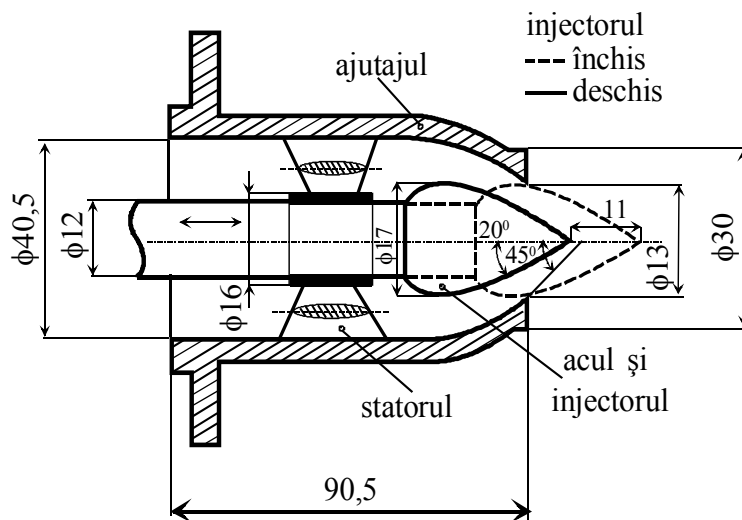


Fig.5.3 Statorul și injecorul turbinei Pelton

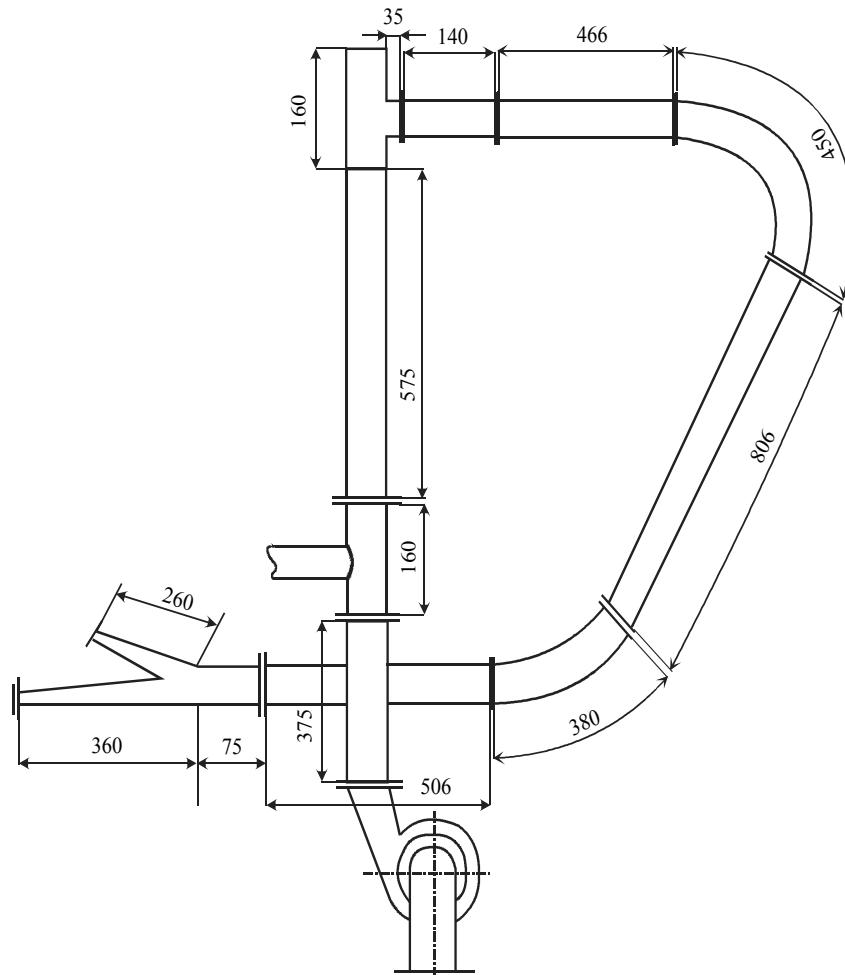


Fig.5.4 Dimensiunile principale ale traseului de conducte

5.2 ECHIPAREA STAȚIUNII PENTRU MĂSURĂTORI ÎN REGIM STAȚIONAR

Scopul încercărilor în regim staționar este determinarea experimentală, într-o aproximație cvasistatică, a relațiilor dintre parametrii fundamentali de funcționare ai turbinei la diferite regimuri, [5.1] [5.2]. Pe baza măsurătorilor efectuate în regim

staționar voi determina curbele caracteristice de funcționare ale turbinei Pelton din stațiune și modelul dinamic în timp pentru turbina Pelton.

Parametrii fundamentali ai turbinei sunt: diametrul caracteristic D_0 , care este diametrul nominal al rotorului, tangent la axa vânei și următoarele mărimi, care se pot clasifica astfel:

a) Variabile independente:

- sarcina netă sau căderea netă a turbinei, H_T [m]
- turația n [rot/min]
- cursa acului injector, s [mm].

b) Variabile dependente:

- debitul turbinei, Q [m³/s]
- puterea hidraulică sau consumată $P_h = \rho g Q H_T$ [W]
- puterea stereomecanică sau efectivă la arbore, P_s , [W]
- cuplul la arbore, M [Nm]
- randamentul turbinei, $\eta_T = \frac{P_s}{P_h}$
- turația specifică, n_s .

În desfășurarea încercărilor se determină aceste mărimi în funcție de cele trei variabile independente, pentru regimurile staționare obținându-se curbele caracteristice de funcționare.

Pentru determinarea curbelor caracteristice de funcționare ale turbinei, se conectează consumatorii formați din becuri, de la pupitrul de comandă și se măsoară direct și simultan mărimile caracteristice: cursa acului s , debitul Q , căderea H , turația n și cuplul M . Măsurările efectuate în treptele de încercare stabilite se grupează în funcție de cursa acului ca parametru, la cădere constantă.

Pentru măsurătorile în regim staționar, aparatele de măsură utilizate sunt:

- manometru, montat la intrarea în turbină, pentru determinarea presiunii la refularea pompei din stațiune, care realizează căderea turbinei;
- debitmetru cu ultrasunete, de tip OMEGA FD – 7000, ce poate fi folosit și pentru măsurătorile în regim dinamic;
- traductor de turație T , format dintr-un disc cu 60 de fante, montat pe arborele hidroagregatului, format din turbina Pelton și generatorul asincron G , și o celulă fotoelectrică cu fototranzistor, alimentată la tensiunea de 12V. Celula fotoelectrică este conectată la un numărător

electronic. Prin construcția sa, traductorul de turație oferă pe cadranul aparatului direct valoarea turației în rotații pe minut.

- trusă wattmetrică, pentru măsurarea puterii, amplasată pe consola pupitrului de comandă. Pe panoul frontal al pupitrului este amplasat și un voltmetru de control.

Se verifică dacă pompa este amorsată. Umplerea se face de la instalația centrală de apă a laboratorului. După umplerea stațiunii cu apă, se închid robinetele.

Având montată aparatura de măsură în stațiune, se conectează pupitrul de comandă al stațiunii la rețeaua electrică a laboratorului. Se conectează și numărătorul traductorului de turație la pupitrul de comandă și se lasă să se încălzească 2 – 3 minute.

Se verifică poziția închisă a vanei de reglare a pompei. În acest scop, se manevrează corespunzător butoanele de control al căderii: deschide vana de la refularea pompei = „ $H \downarrow$ ”, respectiv închide vana de la refularea pompei = „ $H \uparrow$ ”, de pe pupitrul de comandă.

Se conectează la rețeaua electrică motorul de antrenare al pompei.

Se reglează cu ajutorul butoanelor $H \uparrow$ și respectiv $H \downarrow$ valoarea presiunii la intrarea în turbină, la o valoare de aproximativ 4,5 at.

Se verifică poziția „deconectat” a tuturor consumatorilor.

Astfel, stațiunea experimentală este pregătită pentru efectuarea măsurătorilor în regim staționar.

5.3 ECHIPAREA STAȚIUNII PENTRU MĂSURĂTORI ÎN REGIM DINAMIC

În vederea identificării experimentale a turbinei Pelton din instalația de laborator, stațiunea trebuie pregătită pentru măsurători în regim dinamic, [5.3] [5.8]. Studiul caracteristicilor funcționale ale turbinei Pelton în astfel de regimuri nestaționare a impus proiectarea și realizarea unui stand experimental specific, a cărui schemă principală este prezentată în fig.5.5.

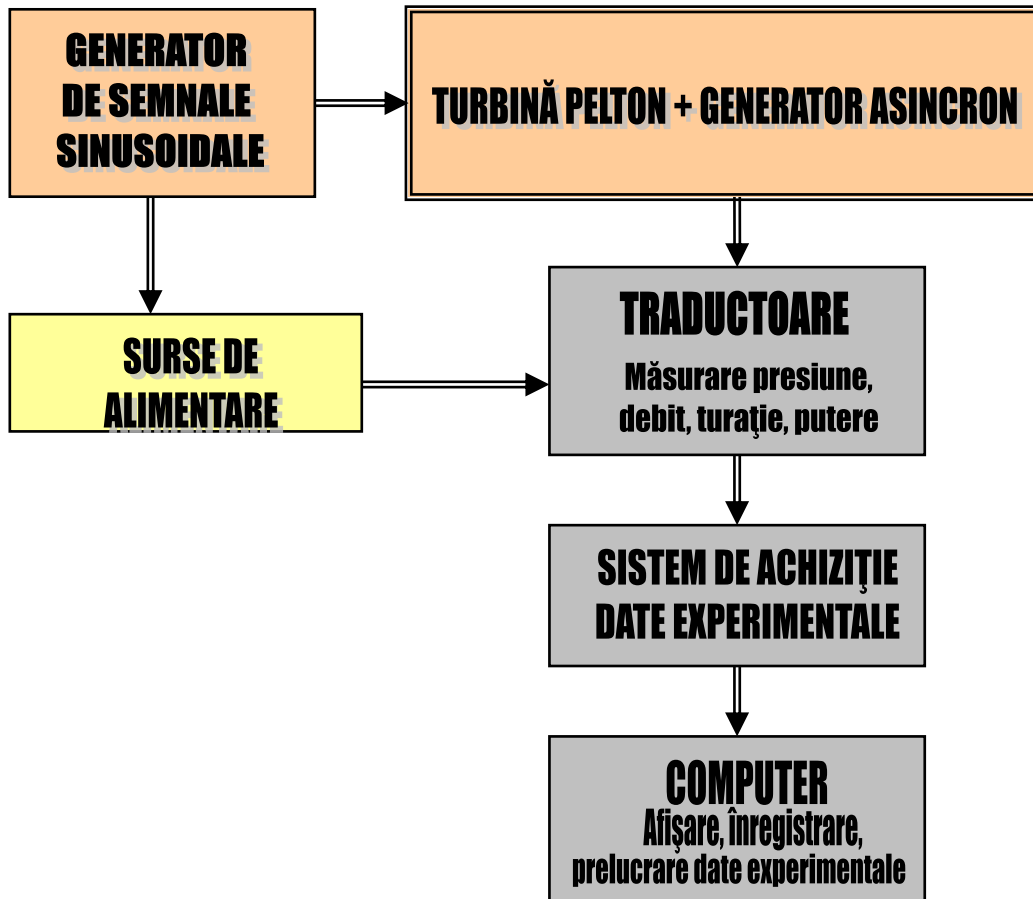


Fig.5.5 Schema standului experimental

După cum am precizat în capitolul 2, identificarea dinamică se va face cu ajutorul semnalelor de probă sinusoidale.

Pentru ca mărimea de intrare, care în cazul turbinei Pelton este cursa acului injector, să aibă o variație sinusoidală, a fost proiectat generatorul de semnale sinusoidale prezentat în capitolul 3.

Prima fază a pregătirii stațiunii pentru efectuarea măsurărilor a fost montarea generatorului de semnale sinusoidale în stațiune, prezentat în fig.5.6. De asemenea, în fig.5.7 este prezentat un detaliu al rotorului turbinei Pelton, cu cele 20 de palete în formă de cupă, lucru posibil deoarece am înlocuit capacul turbinei cu un capac de plexiglass.

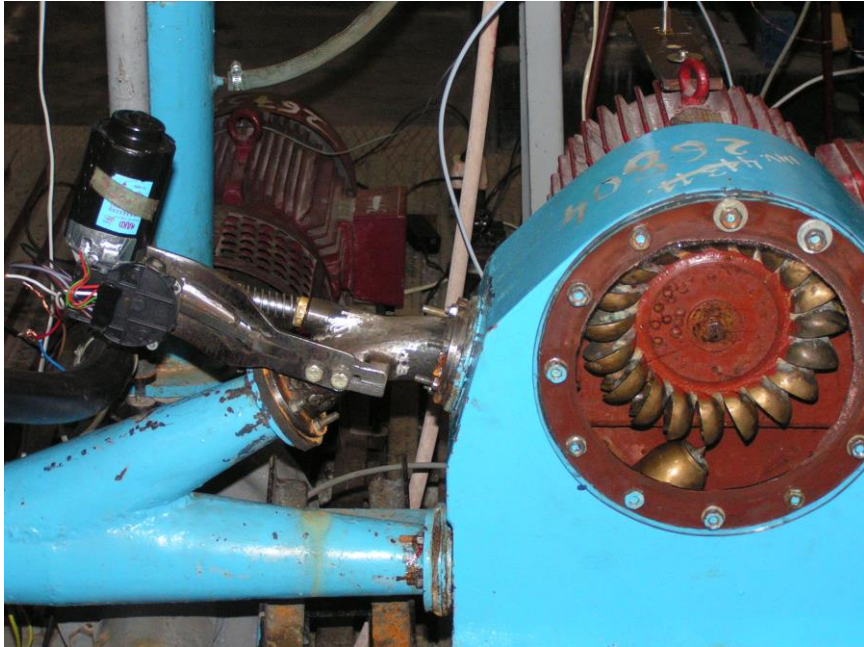


Fig.5.6 Generatorul de semnale sinusoidale montat în stațiune

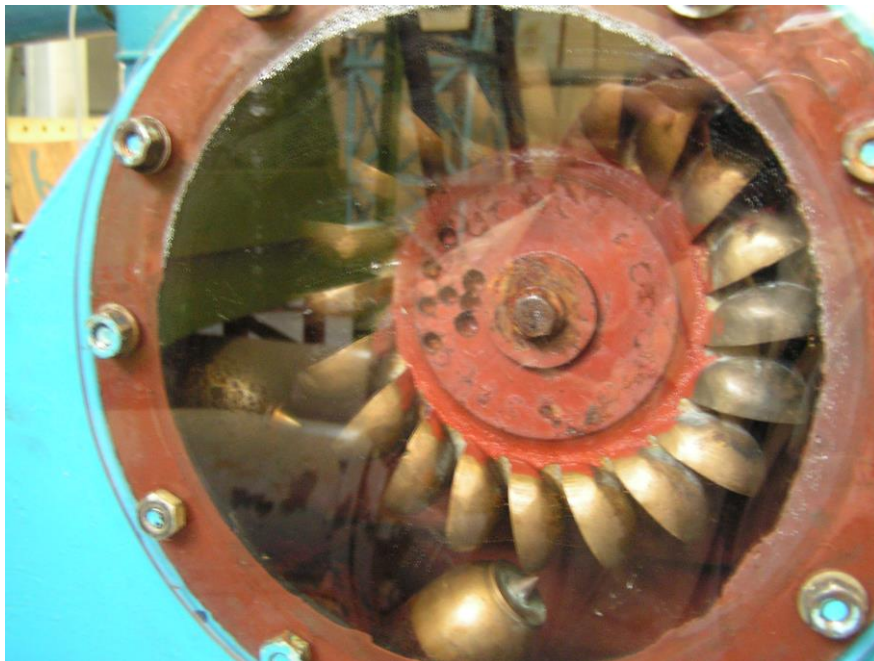


Fig.5.7 Detaliu al rotorului turbinei Pelton

5.3.1. Traductoarele și echipamentele de interfață

Monitorizarea funcționării sistemului a fost realizată prin înregistrarea simultană a patru semnale provenite de la patru traductoare, utilizate pentru măsurarea presiunii și a debitului la intrarea în turbină, respectiv a turației la arborele turbinei și a puterii electrice, [5.9], [5.10], [5.11].

Pentru măsurarea debitului ce trece prin turbină am folosit traductorul de debit ultrasonic, tip FD-7000 produs de Omega Engineering Inc., SUA, prezentat și la pregătirea stațiunii pentru măsurătorile în regim staționar. Aparatul poate fi folosit și la măsurătorile în regim dinamic, fiind prevăzut cu o ieșire analogică în $4 \div 20$ mA, acest semnal fiind transformat din semnal în curent în semnal în tensiune prin intermediul unei rezistențe de 500Ω . Debitmetrul este prezentat în fig.5.8. De asemenea, curba de etalonare a traductorului de debit este prezentată în fig.5.9.



Fig.5.8 Traductor de debit ultrasonic

Debitmetrul cu ultrasunete se montează în stațiune, ținând cont de indicațiile date în cartea tehnică a acestuia. Debitmetrul este ușor de montat, deoarece nu necesită demontarea sau înlocuirea tronsoanelor de conducte de pe traseul hidraulic. Conducta pe care se montează cele două traductoare ale debitmetrului trebuie să aibă suprafața exterioară netedă, pe cât posibil curată, fără pete de grăsime și rugină.

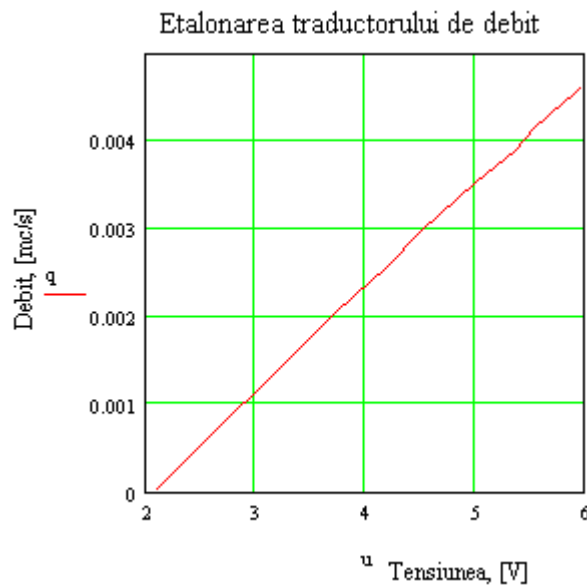


Fig.5.9 Curba de etalonare a traductorului de debit

Traductoarele se montează față în față, paralel cu axa conductei, și dacă aceasta este orizontală, se montează la 90° față de partea superioară a conductei. Suprafețele plate a celor două traductoare trebuie să fie în contact cu suprafața conductei pe toată lungimea lor. Pentru o funcționare corectă, nu trebuie să existe aer între fețele traductoarelor și conductă. Astfel, spațiul este umplut cu o pastă de silicon, care permite și o bună transmitere a sunetului.

De asemenea, traductoarele nu se montează pe ramificații, coturi sau fittinguri. Mai mult, se montează la 1 până la 3 diametre în aval de un cot.

Pentru măsurarea turației, spre deosebire de măsurătorile în regim staționar, am folosit un traductor de turație electromagnetic, de tip TD 5.2, produs de firma Auting din Cehia. Traductorul este prevăzut cu un microprocesor care asigură o

acuratețe ridicată a măsurătorilor și un timp de răspuns foarte scurt. Este prevăzut cu ieșiri analogice atât în curent, $4 \div 20$ mA, cât și în tensiune, în intervalul $0 \div 10$ V. Datorită faptului că placa de achiziție are intrări analogice doar în tensiune, voi folosi pentru măsurarea turației în instalația de laborator ieșirea analogică în tensiune a traductorului de turație, în intervalul $0 \div 10$ V.

Curba de etalonare a aparatului se obține ușor deoarece traductorul de turație este prevăzut, pe lângă ieșirile analogice, și cu un afișaj digital al turației. Astfel, în fig.5.10 este reprezentată curba de etalonare a traductorului de turație.

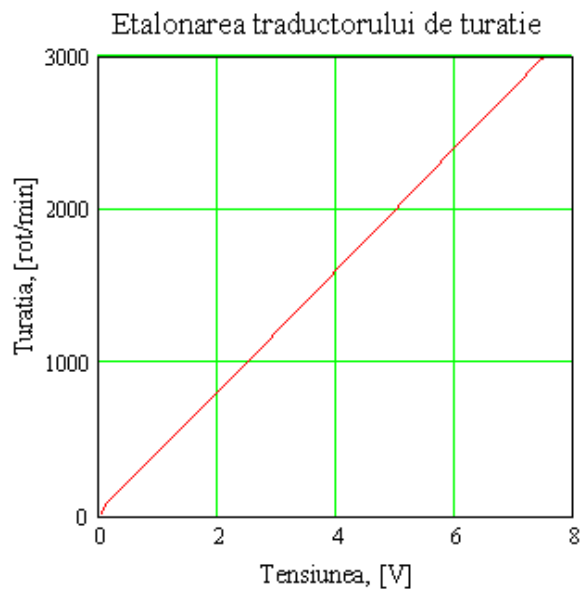


Fig.5.10 Curba de etalonare a traductorului de turație

Ținând cont că funcționează pe principiul inducției electromagnetice, senzorul traductorului de turație primește semnalul de la un disc din fier masiv, prevăzut cu două proeminențe, montat pe capătul liber al axului motorului asincron antrenat de turbină.

Poziționarea senzorului traductorului de turație în instalație este prezentată în fig.5.11 și 5.12.

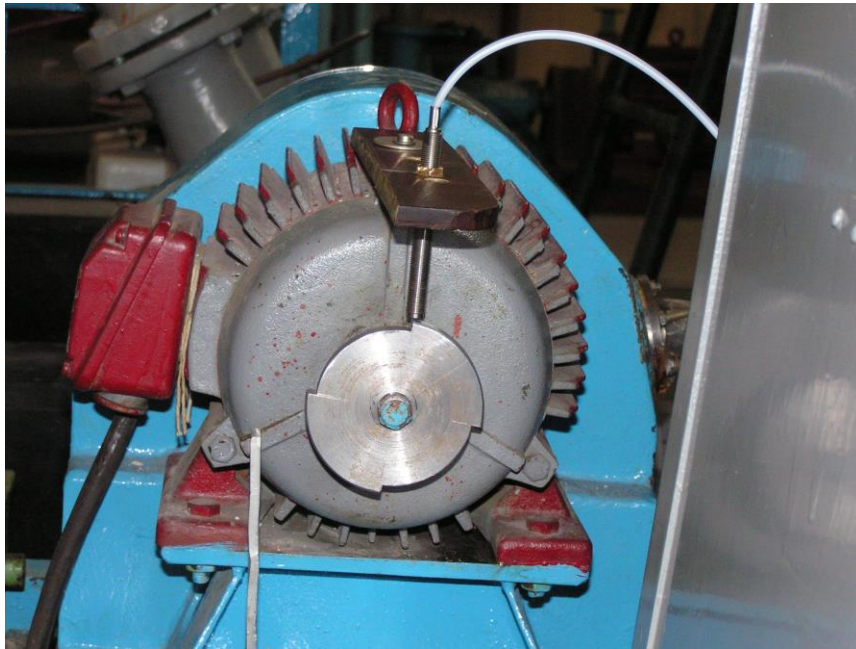


Fig.5.11 Detaliu privind montajul senzorului traductorului de turație

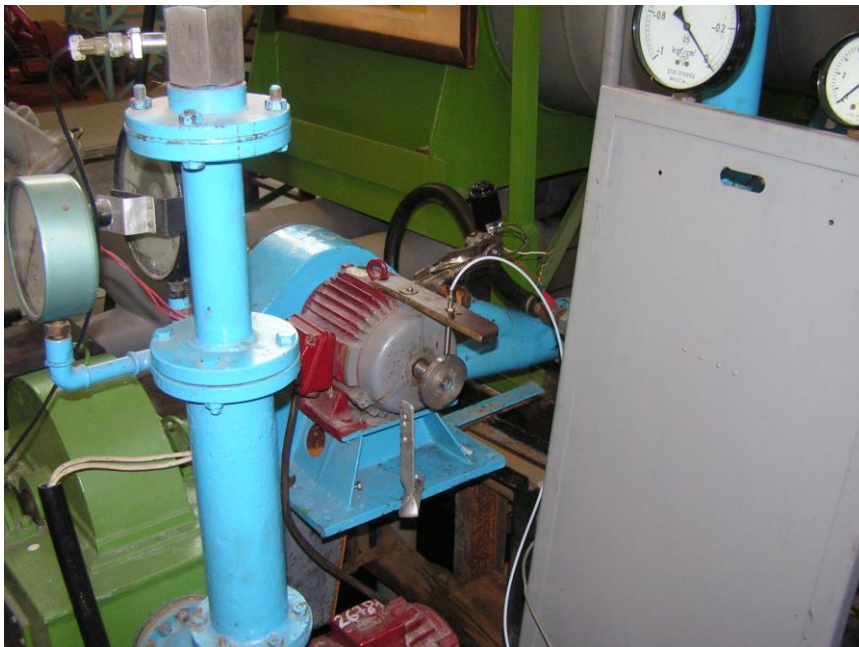


Fig.5.12 Ansamblu motor – traductor de turație

Pentru măsurarea presiunii la intrarea în turbină am folosit un traductor electronic de presiune tip TPRM, cu ieșire analogică în $4 \div 20$ mA. Cu ajutorul unei rezistențe de 500Ω , am transformat ieșirea analogică în curent în ieșire analogică în tensiune, în intervalul $2 \div 10$ V. În fig.5.13 prezint curba de etalonare a traductorului de presiune.

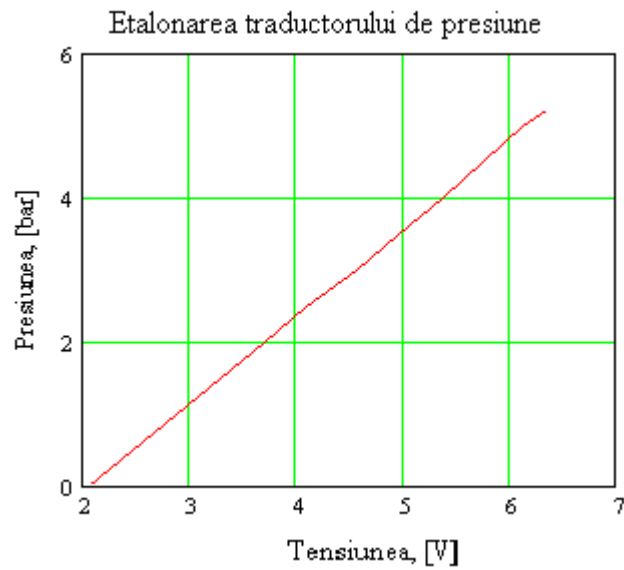


Fig.5.13 Curba de etalonare a traductorului de presiune.

Pentru măsurarea puterii electrice am folosit un traductor trifazat de putere activă, tip 3TPT-79, produs de AEM Timișoara, cu o ieșire analogică de $0 \div 20$ mA, modificată la $0 \div 10$ V.

În fig.5.14 prezint curba de etalonare a traductorului de putere.

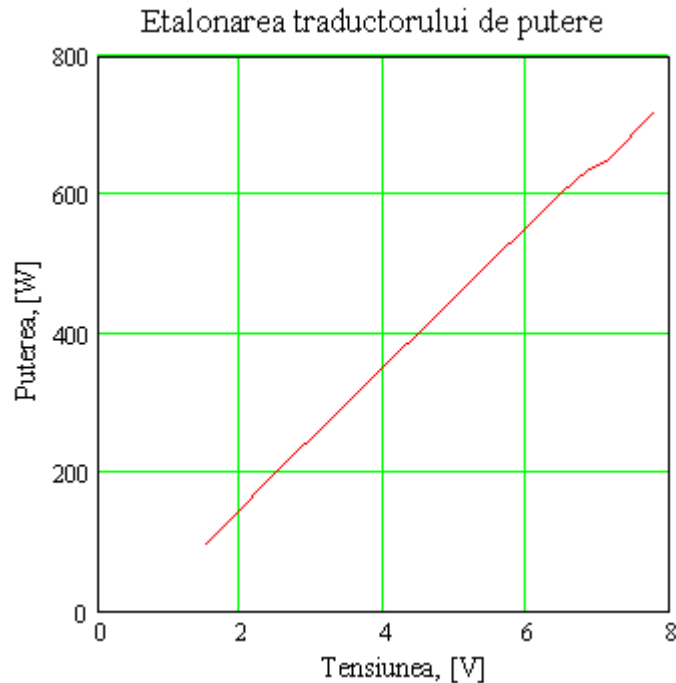


Fig.5.14 Curba de etalonare a traductorului de putere.

Alimentarea traductorului de presiune și a celui de putere se realizează cu ajutorul unui modul, sursă de alimentare, produs de Întreprinderea de Electronică Industrială și de Automatizări Cluj-Napoca.

În imaginile generale ale stațiunii este prezentat felul în care sunt montate traductorul de presiune și cel de putere în instalație.

Pentru achiziționarea semnalelor generate de cele patru traductoare descrise anterior, am folosit o placă de achiziții externă, tip NI-DAQ mx, produsă de National Instruments, conectabilă la calculator pe port USB. Calculatorul utilizat pentru achiziționarea și stocarea datelor este portabil, de tip HP, Pentium III, și, de asemenea, soft-ul folosit este VI Logger, livrat împreună cu placa de achiziții. Ansamblul descris este prezentat în fig.5.15.

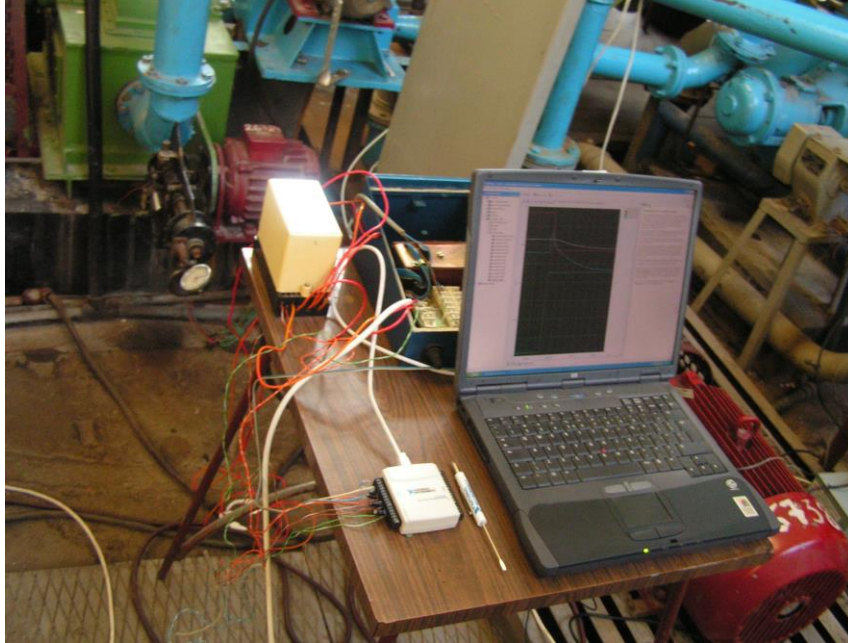


Fig.5.15 Placa de achiziții și calculatorul

În fig.5.15 este vizibil și traductorul de putere activă descris anterior, împreună cu sursa sa de alimentare, comună și traductorului de presiune.

Pe lângă aparatura menționată anterior, stațiunea de încercări este completată cu panoul de comandă, reprezentat în fig.5.16. Acesta este prevăzut și cu o trusă wattmetrică, cu ajutorul căreia am calibrat semnalul în tensiune de la ieșirea traductorului de putere electrică cu mărimea puterii electrice măsurate în watt, în regim staționar.

De la panoul de comandă se cuplează excitația, se încarcă hidroagregatul cu diferite sarcini electrice, se reglează căderea prin vana de descărcare a pompei și, de asemenea, se provoacă aruncarea de sarcină pentru determinarea momentului de inerție.

În fig.5.17 este reprezentat un detaliu al turbinei Pelton din stațiune împreună cu traductorul de presiune ce măsoară presiunea la intrarea în turbină, iar în fig.5.18 și fig.5.19 sunt prezentate două imagini de ansamblu ale stațiunii "Gemenele" din Laboratorul de Mașini Hidraulice.



Fig.5.16 Panoul electric de comandă

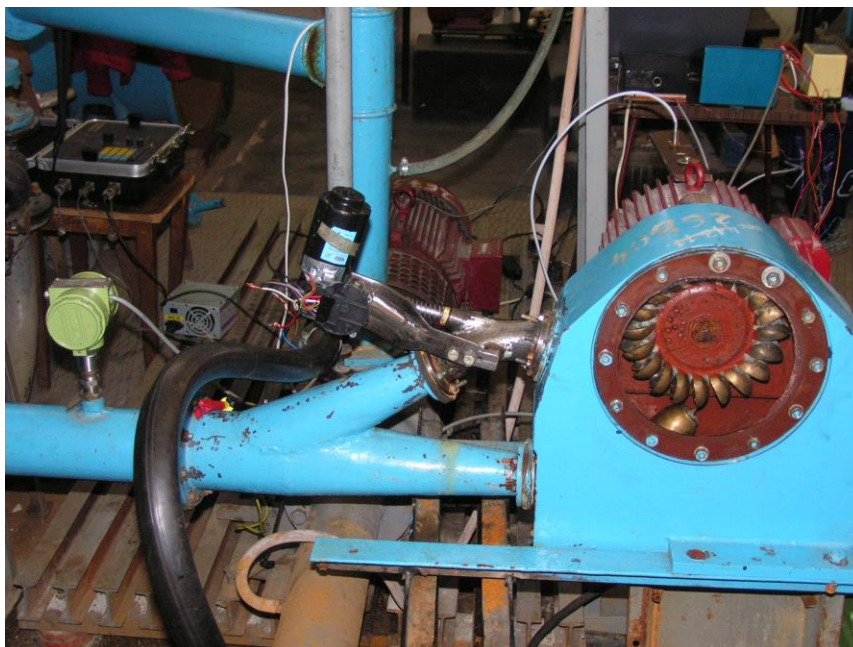


Fig.5.17 Ansamblu turbină Pelton – traductor de presiune

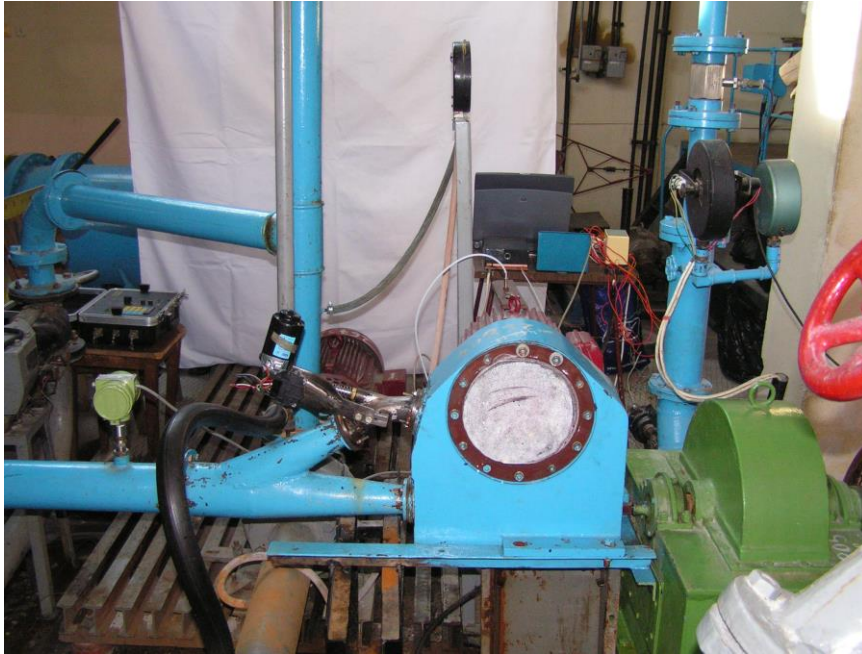


Fig.5.18 Vedere de ansamblu a stațiunii



Fig.5.19 Vedere de ansamblu pentru stațiunea "Gemelele" .

5.3.2 Placa de achiziție, calculatorul și pachetul software

Semnalele în tensiune, provenite de la senzori, sunt preluate cu ajutorul unei plăci de achiziție, prezentată anterior, și stocate pe discul calculatorului utilizând programe special concepute cu ajutorul pachetului software VI Logger.

Placa de achiziție [5.4] [5.5] [5.6]

Placa de achiziție date și comandă constituie elementul de interfață dintre proces și sistemul de calcul, având rolul de a aduce semnalele într-o formă codificată care ulterior să poată fi procesată.

Plăcile de achiziție de date și comandă permit următoarele tipuri de operații:

- intrări analogice;
- ieșiri analogice;
- intrări/ieșiri digitale;
- operații de tip trigger;
- operații specifice de numărător/estimator de timp.

Intrările analogice permit achiziția semnalelor analogice provenite de la traductoare, având la bază un convertor analog – digital (ADC – Analog Digital Convertor). Caracteristicile convertorului analog – digital sunt:

- *numărul de canale de intrare analogice* – este determinat de multiplexor care permite achiziția mai multor semnale analogice din proces prin baleierea succesivă a acestora.

- *frecvența de eșantionare* – determină viteza de conversie a semnalului analog în semnal digital și se măsoară în număr de eșantioane pe secundă. O frecvență de eșantionare ridicată asigură atât reprezentarea digitală a semnalului la un nivel apropiat de semnalul original, cât și reducerea efectului zgomotelor. Frecvența de eșantionare, conform criteriului Nyquist, trebuie să fie de cel puțin frecvența proprie a semnalului investigat, iar în cazul achiziției multicanal trebuie avut în vedere faptul că frecvența reală pentru fiecare canal se obține prin divizarea frecvenței de citire la numărul de canale investigate. Nerespectarea acestor condiții conduce la un fenomen de citire eronată a semnalului.

- *rezoluția* – reprezintă numărul de biți al convertorului analog – digital utilizați pentru reprezentarea semnalului analogic. Cu cât rezoluția este mai ridicată cu atât domeniul semnalului analogic se împarte în mai multe intervale de discretizare, fiind astfel posibilă detectarea unei variații mici a semnalului.

Calculatorul utilizat

Deoarece performanțele întregului sistem de achiziție a datelor depind în bună măsură de calculatorul utilizat, de regulă acesta trebuie să fie capabil să îndeplinească în bune condiții următoarele funcții:

- transferul datelor în memorie;
- procesarea semnalelor achiziționate;
- operații matematice, analiză numerică a semnalelor, etc.;
- prezentare prin grafice, fișiere de tip bază de date, fișiere intrare-ieșire;
- elaborarea semnalului de comandă pe baza semnalelor achiziționate și a algoritmilor implementați, unde este cazul.

Astfel, calculatorul utilizat pentru achiziția datelor experimentale este compatibil IBM-PC, cu procesor Intel Pentium III, cu o frecvență reală de 1133 MHz, având o memorie de 512 Mb DDR SDRAM și o capacitate de stocare pe disc de 60 Gb.

Pachetul software [5.4] [5.5] [5.6]

Limbajul de programare al aplicației (software-ul) transformă calculatorul personal și placa de achiziții de date într-un sistem complet de analiză, monitorizare și comandă.

Programarea sistemelor de achiziții de date și comandă poate fi făcută în trei moduri:

- *programarea pe baza întreruperilor* – întreruperea permite procesorului de a răspunde rapid solicitării unuia din elementele componente ale sistemului de calcul sau unuia din echipamentele legate de calculator.

- *programare în limbaje clasice* – programul construit într-un limbaj clasic denumit și program sursă este alcătuit dintr-o înșiruire de funcții cu o sintaxă bine

stabilită. Programarea unei aplicații se face pe baza unui driver software menit să asigure interfața dintre calculator și placa de achiziții de date.

- *programarea vizuală* – folosind un mediu de programare vizual, o aplicație se construiește prin intermediul unei interfețe grafice, fiind alcătuită din simboluri grafice interconectate între ele, conform fluxului informației în aplicație.

Tendința modernă în programare este dezvoltarea și folosirea mediilor de programare vizuale datorită indiscutabilelor avantaje oferite:

- aplicațiile se realizează ușor de către programatorii fără o experiență deosebită, codurile folosite în limbajele clasice fiind înlocuite de simboluri grafice;
- flexibilitate deosebită în realizarea aplicației, un program existent fiind ușor de înțeles și permițând dezvoltări ulterioare;
- existența unui depanator grafic "on-line" permite o depanare ușoară a aplicațiilor realizate;
- reducerea timpului de programare prin însăși natura grafică a mediului și prin existența unui pachet de operații, funcții, rutine definite în biblioteci.

Ca și dezavantaj major al mediului de programare vizual (grafic) poate fi menționat faptul că aplicațiile construite cu acesta rulează mai încet decât cele construite în limbajele clasice, menționate anterior. Acesta poate fi compensat totuși prin utilizarea unui calculator cu performanțe bune în ceea ce privește viteza de calcul și transfer a datelor.

Combinăția dintre un calculator personal, un echipament de achiziție și un mediu de programare flexibil conduce la realizarea unui instrument virtual cu performanțe deosebite de calcul și vizualizare. Această combinație între capacitatea de analiză și calcul a computerului cu funcțiile specifice ale achiziției de date și comenzii, oferă utilizatorului posibilitatea realizării pe cont propriu a unor instrumente care să-i răspundă cerințelor practice imediate.

Instrumentația virtuală presupune implementarea unor funcții cheie de conversie, achiziție, analiză și prezentare a datelor, așa cum am arătat în fig.5.20.

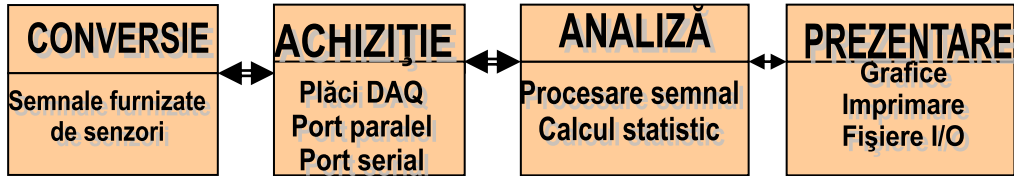


Fig.5.20 Elementele unui sistem de instrumentație virtuală, [5.4]

Aplicațiile necesare achiziției și înregistrării datelor experimentale sunt realizate cu ajutorul softului VI Logger.

Datele experimentale provenite de la senzorii instalați în sistem sunt achiziționate sub forma unor semnale în tensiune. Stocarea datelor furnizate de senzori pe discul calculatorului se face sub forma unor fișiere text, în fiecare coloană a acestuia înregistrându-se evoluția semnalului unui senzor.

Interfața utilizator a aplicației de achiziție, vizualizare și înregistrare a semnalelor provenite de la senzorii instalați în sistem este prezentată în fig.5.21.

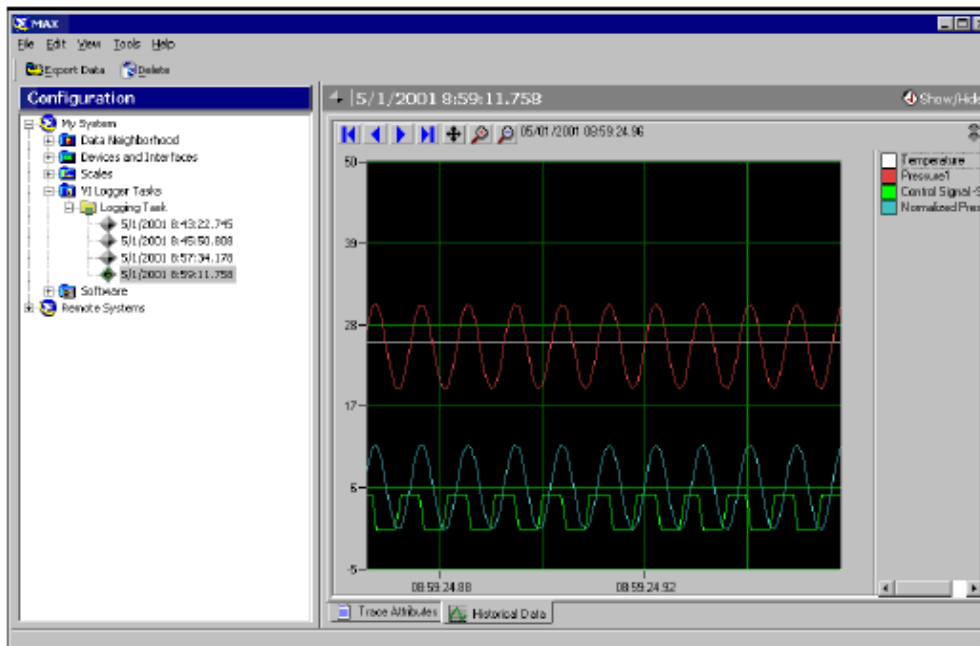


Fig.5.21 Interfața utilizator a aplicației de achiziție, vizualizare și înregistrare a semnalelor.

CAP.6 CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA ÎN REGIM STAȚIONAR A TURBINEI PELTON

6.1 EFECTUAREA MĂSURĂTORILOR ÎN REGIM STAȚIONAR

După cum am precizat anterior, scopul încercărilor în regim staționar este determinarea experimentală a relațiilor dintre parametrii fundamentali de funcționare ai turbinei la diferite regimuri. De asemenea, se determină caracteristicile de funcționare ale turbinei și diagrama colinară a turbinei Pelton din stațiune.

În capitolul 5 am prezentat modul în care am pregătit stațiunea experimentală pentru măsurătorile în regim staționar. Au fost montate aparatele de măsură pentru determinarea celor patru mărimi fundamentale, și anume: debit, presiune, turație și putere electrică. Pe baza relațiilor din Mecanica fluidelor se calculează puterea hidraulică și randamentul turbinei.

Având în vedere cele menționate anterior, se trece la efectuarea măsurătorilor. Astfel:

- se conectează excitația generatorului, care este de fapt un motor electric asincron, apăsând pe butonul „Excitație” al pupitrului de comandă;
- prin deschiderea acului injectorului, crește turația turbinei și când aceasta ajunge în jurul valorii de 1450 rot/min se cuplează consumatorii, prin apăsarea butonului „Consum.” De pe pupitrul de comandă, reglându-se și domeniile de măsură de pe trusa wattmetrică;
- se conectează primii consumatori;

- se reglează simultan deschiderea acului injector și presiunea la intrarea în turbină, astfel încât tensiunea, citită la voltmetrul de pe pupitrul central să nu depășească 380 V;
- pentru o deschidere a acului injector și primii consumatori conectați, se efectuează prima citire a aparatelor de măsură: indicația numărătorului pentru turație, indicația debitmetrului, indicația wattmetrului și a voltmetrului de pe trusa wattmetrică, precum și valorile constantelor pentru putere și tensiune;
- la aceeași deschidere a acului injector, se cuplează alți consumatori și se efectuează alte citiri ale aparatelor, luându-se precauția limitării tensiunii;
- măsurătorile se repetă pentru alte deschideri ale acului injector, în vederea explorării unui domeniu cât mai larg din domeniul de funcționare al turbinei;
- în timpul măsurătorilor am parcurs întreg domeniul de deschidere al acului injector;

După efectuarea măsurătorilor, pentru oprire am parcurs următoarele etape:

- se închide treptat acul injector, având în vedere să se manevreze corespunzător vana pompei, deconectând pe rând consumatorii;
- se sting toți consumatorii se deconectează butonul „Consum” și se închide trusa wattmetrică;
- se deconectează butonul „Excitație”;
- se închide vana de refulare a pompei;
- se deconectează motorul de antrenare al pompei;
- se deconectează numărătorul traductorului de turație;
- se deconectează pupitrul de comandă de la rețeaua electrică.

Relațiile de calcul folosite sunt prezentate în cele ce urmează, [5.2].

Debitmetrul cu turbină oferă valorile debitului în galoane/min. Astfel, pentru a obține debitul în m³/s trebuie făcute transformările: 1 gal. = 3,78 litri și l/min în m³/s.

Căderea turbinei se determină măsurând presiunea la intrarea în turbină, p_i , și ținând cont de componenta dinamică:

$$H = \frac{p_i}{\rho g} + h + \frac{v^2}{2g} = \frac{p_i}{\rho g} + h + \frac{1}{2g} \left(\frac{Q}{S} \right)^2 \quad (6.1)$$

în care: - $h = 0,5$ m – cota de amplasare a manometrului față de axa secțiunii de intrare în turbină;

- p_i – presiunea citită la manometru;
- S – aria secțiunii transversale a conductei, la intrarea în turbină.

Puterea hidraulică este:

$$P_h = \rho g Q H \quad (6.2)$$

Puterea electrică este:

$$P_e = I_w \cdot k_w \quad (6.3)$$

cu: I_w – valoarea citită pe cadranul wattmetrului de pe trusa wattmetrică, iar k_w – valoarea constantei. Pentru măsurătorile efectuate am ales $k_w = 4$.

Randamentul grupului turbină – generator este dat de:

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_h} = \frac{I_w k_w}{\rho g Q H} \quad (6.4)$$

Mărimile dublu unitare se calculează cu relațiile:

$$\text{- debitul dublu unitar: } Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}, \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (6.5)$$

$$\text{- turația dublu unitară: } n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}, \text{ [rot/min]} \quad (6.6)$$

$$\text{- puterea dublu unitară: } P_{11} = \frac{P}{D^2 \cdot H^3 / 2}, \text{ [W]} \quad (6.7)$$

unde D este diametrul caracteristic al rotorului.

Rezultatele măsurătorilor și calculele se trec în tabelul 6.1.

Tabelul 6.1

s_r [mm]	Q [m ³ /s]	n [rot/min]	n_{11}	P_h [W]	P_e [W]	Q_{11}	P_{11}	η [%]
4,50	0,00204	944	23,50986	910,6711	248	0,01071	28,625	0,272327
	0,00204	952	23,7091	910,6711	240	0,01071	27,701	0,263542
	0,00204	972	24,20719	910,6711	220	0,01071	25,393	0,24158
	0,00204	981	24,43133	910,6711	200	0,01071	23,084	0,219618
	0,00204	1006	25,05394	910,6711	160	0,01071	18,467	0,175695
	0,00204	1058	26,34898	910,6711	152	0,01071	17,544	0,16691
6,00	0,00287	966	24,05638	1281,337	320	0,01507	36,929	0,249739
	0,00287	973	24,2307	1281,337	316	0,01507	36,467	0,246617
	0,00287	989	24,62915	1281,337	312	0,01507	36,005	0,243496
	0,00287	1012	25,20192	1281,337	280	0,01507	32,313	0,218522

150 Cercetări experimentale privind comportarea în regim staționar a turbinei Pelton - 6

s, [mm]	Q [m ³ /s]	n [rot/min]	n11	Ph [W]	Pe [W]	Q11	P11	η [%]
	0,00287	1055	26,27275	1281,337	260	0,01507	30,004	0,202913
	0,00287	1096	27,29378	1281,337	240	0,01507	27,696	0,187304
7,50	0,00333	984	24,50365	1486,827	440	0,01749	50,771	0,295932
	0,00333	987	24,57835	1486,827	420	0,01749	48,463	0,282481
	0,00333	991	24,67796	1486,827	412	0,01749	47,54	0,2771
	0,00333	1038	25,84836	1486,827	400	0,01749	46,155	0,269029
	0,00333	1068	26,59542	1486,827	368	0,01749	42,463	0,247507
9,00	0,00371	990	24,65213	1656,62	540	0,01948	62,302	0,325965
	0,00371	995	24,77664	1656,62	520	0,01948	59,995	0,313892
	0,00371	998	24,85134	1656,62	504	0,01948	58,149	0,304234
	0,00371	1005	25,02565	1656,62	488	0,01948	56,303	0,294576
	0,00371	1048	26,0964	1656,62	472	0,01948	54,457	0,284917
	0,00371	1080	26,89323	1656,62	440	0,01948	50,765	0,265601
	0,00371	1146	28,53671	1656,62	392	0,01948	45,227	0,236626
	0,00371	1206	30,03078	1656,62	312	0,01948	35,997	0,188335
10,50	0,00409	997	24,8254	1826,454	580	0,02148	66,909	0,317555
	0,00409	1006	25,0495	1826,454	560	0,02148	64,602	0,306605
	0,00409	1012	25,1989	1826,454	552	0,02148	63,679	0,302225
	0,00409	1020	25,3981	1826,454	544	0,02148	62,756	0,297845
	0,00409	1034	25,7467	1826,454	528	0,02148	60,91	0,289085
	0,00409	1091	27,16601	1826,454	488	0,02148	56,296	0,267184
	0,00409	1132	28,18691	1826,454	472	0,02148	54,45	0,258424
	0,00409	1173	29,20782	1826,454	408	0,02148	47,067	0,223384
12,00	0,00439	1002	24,949	1960,564	632	0,02305	72,9	0,322356
	0,00439	1011	25,1731	1960,564	600	0,02305	69,209	0,306034
	0,00439	1035	25,77068	1960,564	580	0,02305	66,902	0,295833
	0,00439	1080	26,89114	1960,564	552	0,02305	63,672	0,281552
	0,00439	1115	27,76262	1960,564	520	0,02305	59,981	0,26523
	0,00439	1157	28,80838	1960,564	480	0,02305	55,367	0,244827
	0,00439	1210	30,12804	1960,564	408	0,02305	47,062	0,208103
13,50	0,00455	1046	26,04405	2031,208	660	0,02388	76,125	0,32493
	0,00455	1047	26,06895	2031,208	632	0,02388	72,896	0,311145
	0,00455	1104	27,48818	2031,208	580	0,02388	66,898	0,285544
	0,00455	1125	28,01105	2031,208	560	0,02388	64,591	0,275698
	0,00455	1214	30,22703	2031,208	440	0,02388	50,75	0,21662
15,00	0,0047	1007	25,0725	2099,624	700	0,02468	80,734	0,333393
	0,0047	1020	25,39618	2099,624	688	0,02468	79,35	0,327678
	0,0047	1028	25,59536	2099,624	680	0,02468	78,427	0,323868
	0,0047	1029	25,62026	2099,624	660	0,02468	76,121	0,314342

s, [mm]	Q [m ³ /s]	n [rot/min]	n ₁₁	Ph [W]	Pe [W]	Q ₁₁	P ₁₁	η [%]
	0,0047	1058	26,34231	2099,624	640	0,02468	73,814	0,304817
	0,0047	1077	26,81538	2099,624	632	0,02468	72,891	0,301006
	0,0047	1147	28,55825	2099,624	568	0,02468	65,51	0,270525
	0,0047	1158	28,83213	2099,624	560	0,02468	64,587	0,266714
	0,0047	1192	29,67867	2099,624	520	0,02468	59,974	0,247663
	0,0047	1225	30,50031	2099,624	480	0,02468	55,36	0,228612

6.2 TRASAREA CURBELOR CARACTERISTICE ALE TURBINEI PELTON

Pe baza măsurătorilor și a calculelor efectuate, se vor reprezenta grafic curbele: $Q_{11}(n_{11})$, $P_{11}(n_{11})$, $\eta(n_{11})$, având ca parametru deschiderea acului injector, s.

Curbele menționate sunt reprezentate în fig.6.1, fig.6.2 și fig.6.3.

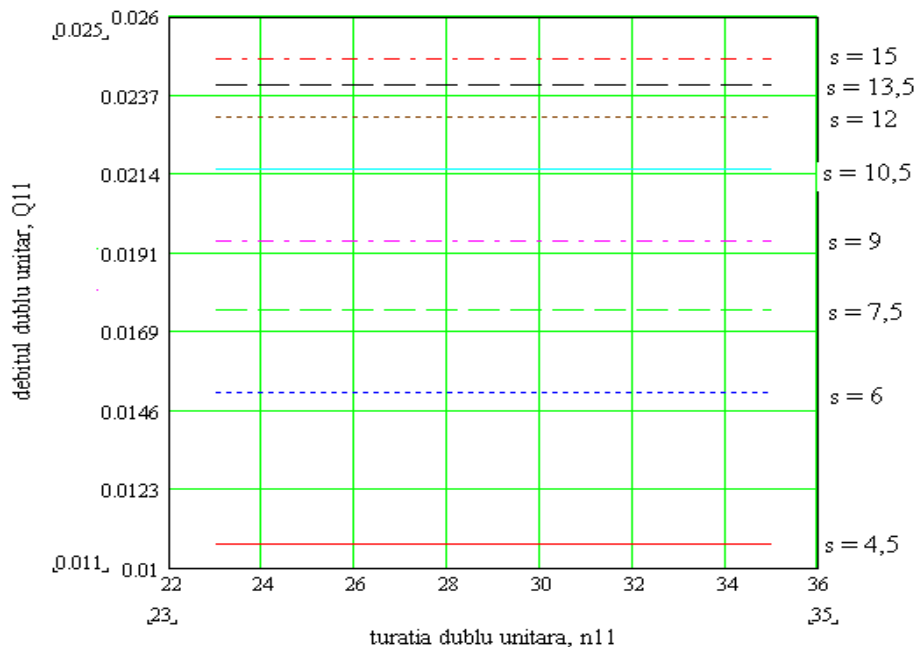


Fig.6.1 Debitul dublu unitar funcție de turația dublu unitară

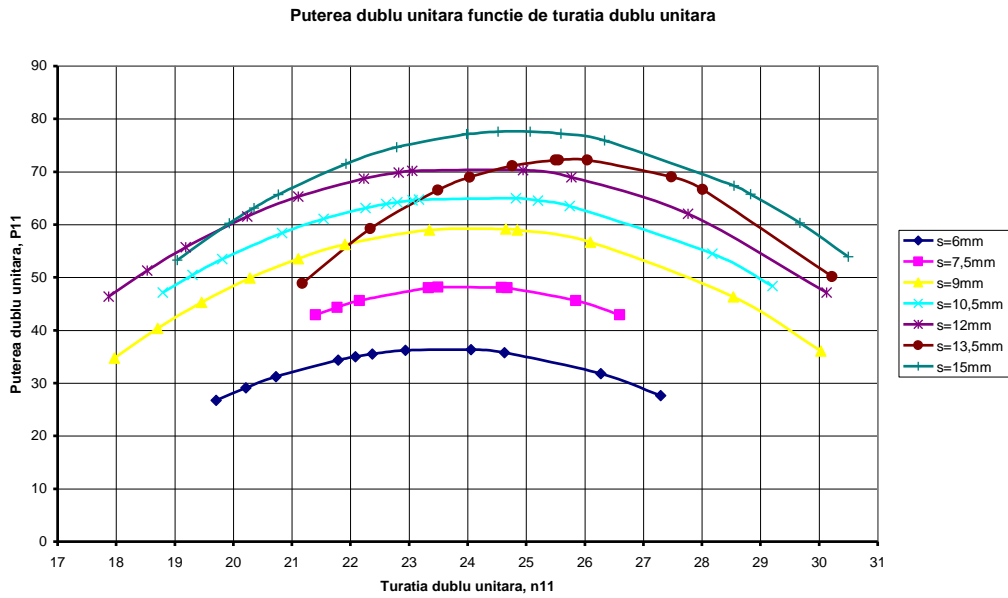


Fig.6.2 Puterea dublu unitară funcție de turația dublu unitară

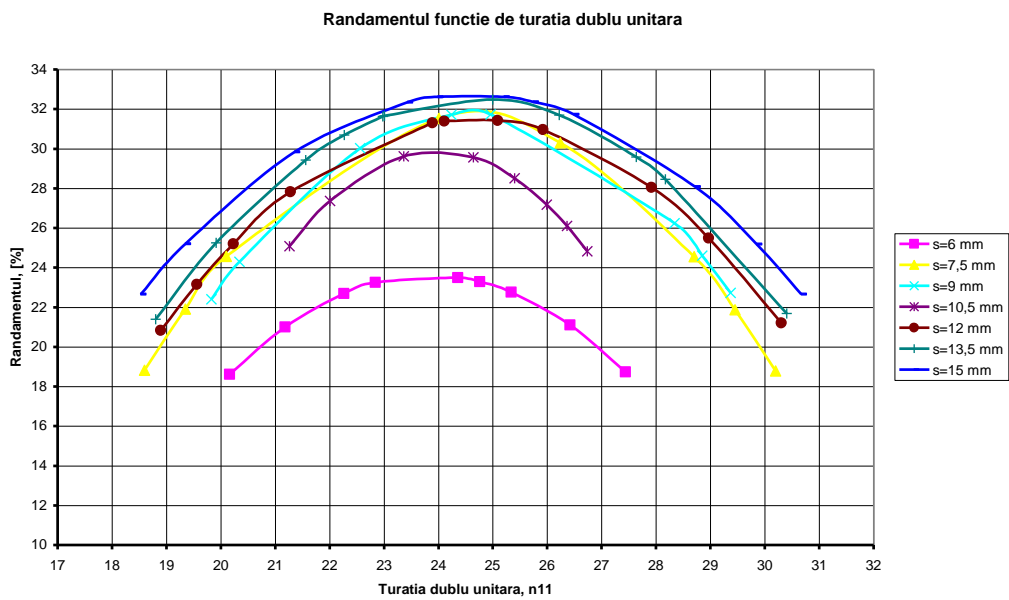


Fig.6.3 Randamentul funcție de turația dublu unitară

În continuare, se construiește diagrama colinară a turbinei Pelton din stațiune.

Se alege un set de valori ale randamentului. La aceste valori, se duc drepte paralele ca axa n_{11} în diagrama $\eta(n_{11})$. Punctele în care o astfel de orizontală intersectează curbele $\eta(n_{11})$ se rabat în planul $Q_{11}(n_{11})$, rezultând, la valorile n_{11} obținute din intersecțiile anterioare puncte omoloage pe curbele $Q_{11}(n_{11})$. Locul geometric al acestor puncte reprezintă, pentru fiecare orizontală de randament constant, o curbă de randament constant.

Se repetă metodologia descrisă și pentru alte valori ale randamentului.

Diagrama obținută este reprezentată în fig.6.4.

Diagrama colinara a turbinei Pelton

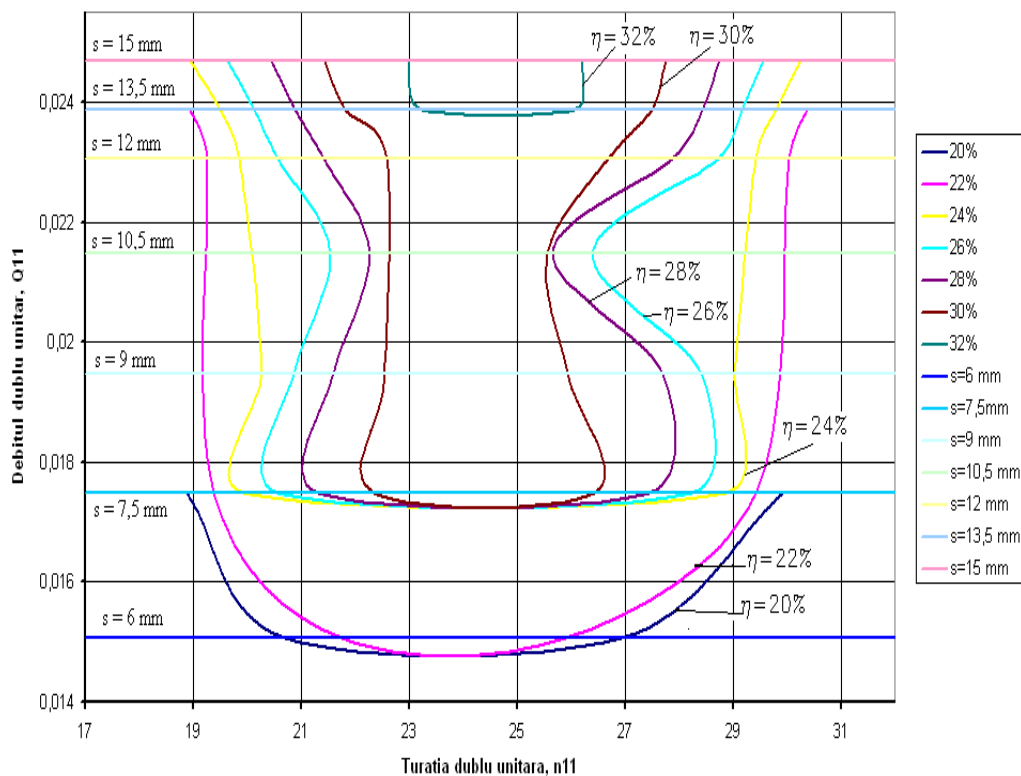


Fig.6.4 Diagrama colinară a turbinei Pelton

6.3 DETERMINAREA MOMENTULUI DE INERȚIE AL AGREGATULUI CU TURBINĂ PELTON

În exploatarea centralelor hidroelectrice apar regimuri de funcționare cauzate de avarii la rețeaua electrică, ceea ce duce la creșterea bruscă a turației la valoarea maximă, corespunzătoare aruncării de sarcină, creșterea presiunii în camera spirală și creșterea depresiunii în tubul de aspirație. Prin garanțiile de reglaj ale unui hidroagregat se stabilesc în primul rând care sunt variațiile maxime pe care le poate avea turația pentru a nu distruge generatorul electric. Provocând o aruncare de sarcină și înregistrându-se variațiile turației se poate determina momentul de inerție.

Acest lucru este important având în vedere că în ecuația dinamică a hidroagregatului unul din termenii care intervin este momentul de inerție polar. De asemenea, determinarea valorii momentului de inerție este importantă deoarece acesta intervine în calculul timpilor caracteristici ai hidroagregatului.

În acest subcapitol am determinat valoarea momentului de inerție pentru agregatul cu turbină Pelton al stațiunii "Gemenele" din Laboratorul de Mașini Hidraulice. Pot determina experimental momentul de inerție, deoarece, după cum am prezentat în capitolul 5, stațiunea este pregătită pentru măsurătorile în regim dinamic. Foarte importantă pentru determinarea momentului de inerție a hidroagregatului este înregistrarea aruncării de sarcină. Acest lucru este posibil datorită traductoarelor pe care le-am montat în stațiune, a plăcii de achiziție și a calculatorului, cu ajutorul cărora am măsurat, achiziționat și stocat mărimile caracteristice ale procesului.

Astfel, se pornește hidroagregatul, se încarcă la o anumită putere și se așteaptă stabilizarea regimului aproximativ 2 – 3 minute. Se pornește programul VI Logger al plăcii de achiziții. Se înregistrează debitul, indicația traductorului de presiune de la intrarea în turbină, turația n_0 de la traductorul de turație și puterea electrică P_0 de la traductorul de putere. Se procedează la aruncarea de sarcină prin apăsarea butonului "avarie" de la pupitrul de comandă. Se înregistrează valoarea maximă n_{max} a turației la traductorul de turație și apoi se oprește hidroagregatul.

Înregistrarea evenimentului descris anterior este prezentată în fig.6.5.

Alura curbei înregistrate pentru turație este prezentată cu linie albastră în fig.6.5, pe care se determină turația n_0 corespunzătoare regimului staționar și turația maximă atinsă, n_{max} , după aruncarea de sarcină.

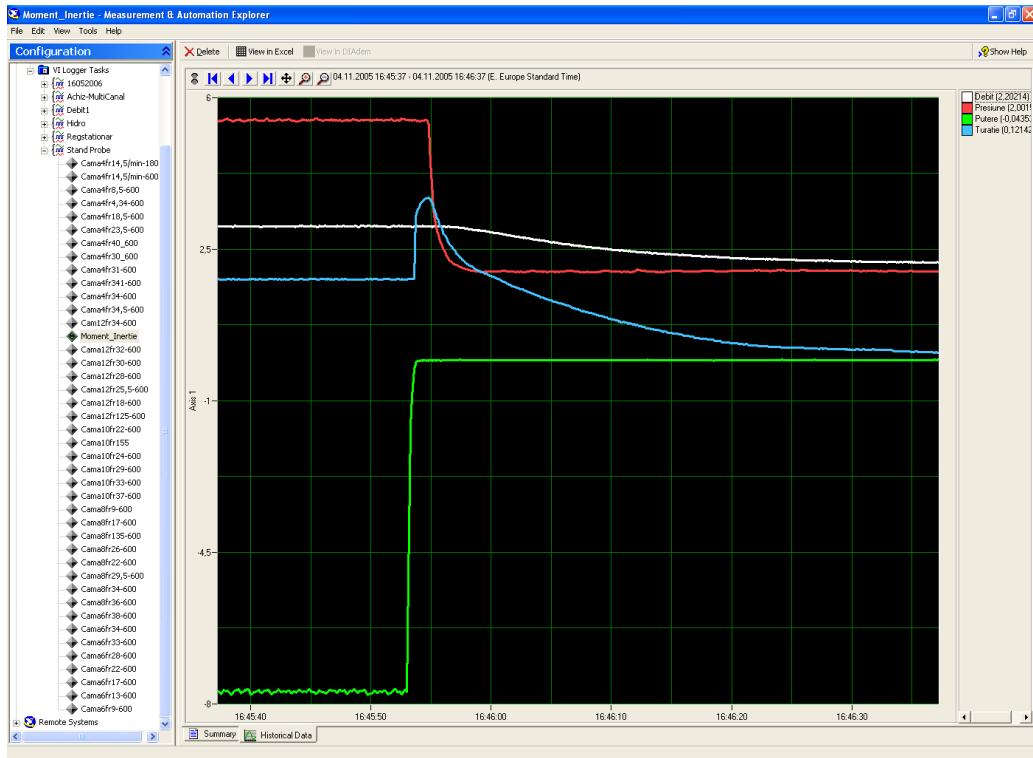


Fig.6.5 Înregistrarea aruncării de sarcină a hidroagregatului.

Ecuția dinamică a hidroagregatului, adică ecuația rigidului cu axă fixă, este:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_r \quad (6.8)$$

în care: J – momentul de inerție polar, ω – viteza unghiulară a hidroagregatului, M_a – momentul activ sau momentul motor și M_r – momentul rezistent.

În cazul aruncării de sarcină, momentul rezistent, M_r devine practic nul iar ecuația (6.8) va fi:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_a \quad (6.9)$$

În momentul aruncării de sarcină, momentul motor, M_a , va fi:

$$M_a = \frac{P_0}{\omega_0} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (6.10)$$

unde: - P_0 este puterea utilă, adică puterea electrică la bornele hidroagregatului;

- $\eta = \frac{P_0}{P_h}$ este randamentul;

- P_h este puterea hidraulică.

De asemenea, în relația (6.8) variația vitezei unghiulare se poate scrie sub forma:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{n}{30} \cdot \frac{dn}{dt} \quad (6.11)$$

Din înregistrarea prezentată în fig.6.5, variația turației se scrie sub forma:

$$\frac{dn}{dt} = tga \quad (6.12)$$

unde: α este unghiul dintre tangenta la panta curbei înregistrate și axa timpului.

Ținând cont de relațiile prezentate anterior, se poate determina momentul de inerție J astfel:

$$J = \frac{900}{n^2 \cdot n_0 \cdot tga} \cdot \frac{P_0}{\eta} \quad (6.13)$$

Pentru determinarea momentului de inerție a hidroagregatului din stațiune, s-au înregistrat debitul $Q = 0,005005 \text{ m}^3/\text{s}$, puterea electrică $P_0 = 720 \text{ W}$, presiunea la intrarea în turbină $p = 4,5 \text{ at}$ și turația $n_0 = 723 \text{ rot/min}$. După ce se procedează la aruncarea de sarcină, din datele achiziționate cu placa de achiziții, am constatat că intervalul de timp în care turația variază de la valoarea corespunzătoare regimului staționar până la valoarea maximă este de 1,683 s. De asemenea, valoarea maximă a turației înregistrate este $n_{\max} = 1484 \text{ rot/min}$. Am determinat valoarea unghiului α ca fiind $\alpha = 89,873^\circ$, căderea la intrarea în turbină, $H_T = 45,032 \text{ m}$ și randamentul $\eta = 32,2\%$.

În final, am obținut momentul de inerție pentru hidroagregat ca fiind $J = 0,623 \text{ Nm}^2$.

6.4 DETERMINAREA ECUAȚIEI DINAMICE ÎN TIMP A TURBINEI PELTON PE BAZA MĂSURĂTORILOR ÎN REGIM STAȚIONAR

Modelul stereodinamic se bazează pe ecuația momentului impulsului sau teorema momentului cantității de mișcare aplicată unui corp solid rigid în mișcare de rotație față de o axă fixă în spațiu, scrisă în subcapitolul anterior prin relația (6.8).

- Se introduce ipoteza că momentul rezistent M_r , datorat generatorului electric, este constant și egal cu cel inițial: $M_r = M_{r0}$.
- Momentul activ M_a , realizat de turbina hidraulică, în regim staționar inițial este:

$$M_{a0} = M_{r0}$$

- Din bilanțul puterilor: $\eta_T = \frac{P_u}{P_h} = \frac{M_a \cdot \omega}{\rho g Q H_T}$, în regim staționar inițial se obține:

$$M_{a0} = \frac{\rho_0 \cdot g \cdot H_{T0} \cdot Q_0 \cdot \eta_{T0}}{\omega_0} \quad (6.14)$$

Aceeași expresie într-un regim dinamic, nestaționar, dezvoltată în serie Taylor și reținând doar primii termeni, în ipoteza liniară, are forma:

$$M_a = M_{a0} + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \rho} \right|_0 \cdot \Delta \rho + \left. \frac{\partial M_a}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T + \left. \frac{\partial M_a}{\partial Q} \right|_0 \cdot \Delta Q + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \eta_T} \right|_0 \cdot \Delta \eta_T + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega \quad (6.15)$$

Teoretic și experimental, la turbinele hidraulice, debitul Q și randamentul η_T sunt funcții de deschiderea organelor de reglare a debitului (de exemplu, la turbinele hidraulice axiale, poziția paletelor aparatului director s , și poziția paletelor rotorice, φ), de viteza unghiulară a rotorului, ω , căderea turbinei, H_T , și chiar densitatea curentului lichid, ρ .

În cazul turbinei Pelton, organele de reglare a debitului sunt acul injectorului și deflectorul.

În primă etapă se consideră doar injectorul cu deplasarea acului pe care o notăm cu s .

De asemenea, din reprezentarea curbelor $Q = f(n)$, cu s ca parametru, se observă că la turbinele Pelton, debitul nu variază cu turația.

Deci, pentru debitul și randamentul turbinei, prin dezvoltări liniarizate similare cu cea anterioară, se obține:

$$\Delta Q = \left. \frac{\partial Q}{\partial s} \right|_0 \cdot \Delta s + \left. \frac{\partial Q}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T \quad (6.16)$$

$$\Delta \eta_T = \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial s} \right|_0 \cdot \Delta s + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \rho} \right|_0 \cdot \Delta \rho \quad (6.17)$$

Având în vedere relațiile menționate anterior, prin înlocuirile corespunzătoare și grupând adecvat termenii, se ajunge la:

$$\begin{aligned} M_a = M_{a0} &+ \left. \frac{\partial M_a}{\partial \rho} \right|_0 \cdot \Delta \rho + \left. \frac{\partial M_a}{\partial Q} \right|_0 \cdot \left(\left. \frac{\partial Q}{\partial s} \right|_0 \cdot \Delta s + \left. \frac{\partial Q}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T \right) + \left. \frac{\partial M_a}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T + \\ &+ \left. \frac{\partial M_a}{\partial \eta_T} \right|_0 \cdot \left(\left. \frac{\partial \eta_T}{\partial s} \right|_0 \cdot \Delta s + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial H_T} \right|_0 \cdot \Delta H_T + \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \rho} \right|_0 \cdot \Delta \rho \right) + \left. \frac{\partial M_a}{\partial \omega} \right|_0 \cdot \Delta \omega \end{aligned} \quad (6.18)$$

$$\begin{aligned} J \frac{d\omega}{dt} = \frac{\rho_0 \cdot g \cdot H_{T0} \cdot Q_0 \cdot \eta_{T0}}{\omega_0} &\left[\frac{\Delta s}{s_0} \left(\frac{s_0}{Q_0} \cdot \left. \frac{\partial Q}{\partial s} \right|_0 + \frac{s_0}{\eta_{T0}} \cdot \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial s} \right|_0 \right) + \right. \\ &\left. + \frac{\Delta \omega}{\omega_0} \left(\frac{\omega_0}{\eta_{T0}} \cdot \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \omega} \right|_0 - 1 \right) + \frac{\Delta H_T}{H_{T0}} \left(\frac{H_{T0}}{Q_0} \cdot \left. \frac{\partial Q}{\partial H_T} \right|_0 + \frac{H_{T0}}{\eta_{T0}} \cdot \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial H_T} \right|_0 + 1 \right) + \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \left(\frac{\rho_0}{\eta_{T0}} \cdot \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \rho} \right|_0 + 1 \right) \right] \end{aligned} \quad (6.19)$$

Introducând timpzii caracteristici ai turbinei hidraulice în forma:

$$T_a = \frac{J\omega_0}{M_{a0}} \cdot \frac{1}{\frac{s_0}{Q_0} \cdot \left. \frac{\partial Q}{\partial s} \right|_0 + \frac{s_0}{\eta_{T0}} \cdot \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial s} \right|_0} \quad (6.20)$$

$$T_\omega = \frac{J\omega_0}{M_{a0}} \cdot \frac{1}{\frac{\omega_0}{\eta_{T0}} \cdot \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \omega} \right|_0 - 1} \quad (6.21)$$

$$T_H = \frac{J\omega_0}{M_{a0}} \cdot \frac{1}{\frac{H_{T0}}{Q_0} \cdot \left. \frac{\partial Q}{\partial H_T} \right|_0 + \frac{H_{T0}}{\eta_{T0}} \cdot \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial H_T} \right|_0 + 1} \quad (6.22)$$

6.4 – Determinarea ecuației dinamice în timp a turbinei Pelton pe baza măsurătorilor în regim staționar

$$T_{\rho} = \frac{J\omega_0}{Ma_0} \cdot \frac{1}{\frac{\rho_0}{\eta_{T0}} \cdot \left. \frac{\partial \eta_T}{\partial \rho} \right|_0 + 1} \quad (6.23)$$

și variabilele caracteristice adimensionale de expresii:

$$a = \frac{\Delta s}{s_0}; \quad x = \frac{\Delta \omega}{\omega_0}; \quad h = \frac{\Delta H_T}{H_{T0}}; \quad \rho^* = \frac{\Delta \rho}{\rho_0}; \quad (6.24)$$

se obține ecuația dinamică a turbinei hidraulice:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{a}{T_a} + \frac{x}{T_{\omega}} + \frac{h}{T_H} + \frac{\rho^*}{T_{\rho}} \quad (6.25)$$

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

Ecuația dinamică a unei mașini hidraulice, în general, permite studiul funcționării mașinii respective în regimuri nepermanente.

În cadrul acestui subcapitol se vor determina constantele de timp ale turbinei hidraulice tangențiale de tip Pelton, pe baza diagramei universale ale turbinei, [6.1].

În relațiile anterioare s-a notat:

- J – momentul de inerție a ansamblului rotitor;
- mărimile notate cu indicele 0 sunt mărimile în momentul inițial (în punctul nominal) din care se declanșează regimul tranzitoriu;
- derivatele $\left(\frac{\partial \dots}{\partial \dots} \right)_0$ se obțin din curbele respective, în punctul nominal;
- momentul activ dat de $Ma_0 = \frac{g \cdot \rho \cdot Q_0 \cdot H_0}{\omega_0}$

Pentru determinarea constantelor de timp, se apelează la diagrama universală a turbinei, reprezentată în fig.6.4. Se alege de pe diagramă un punct, presupus punctul de funcționare în regim permanent, din care se declanșează regimul tranzitoriu. Coordonatele punctului vor fi Q_{11_0} , n_{11_0} , η_0 .

În subcapitolul anterior am determinat momentul de inerție polar al ansamblului rotitor, $J = 0,623 \text{ Nm}^2$.

Se calculează, cu ajutorul relațiilor de similitudine, valorile debitului, a turației și a vitezei unghiulare în punctul nominal, neglijând efectul de scară:

$$Q = Q_{11} \cdot D^2 \cdot \sqrt{H} \quad (6.26)$$

$$n = \frac{n_{11} \cdot \sqrt{H}}{D} \quad (6.27)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (6.28)$$

Am ales punctul nominal și am calculat parametrii acestuia, luând $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ și $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. Pentru cazul turbinei Pelton din stațiunea prezentată, parametrii punctului nominal sunt: $n = 1039 \text{ rot/min}$; $Q = 3,71 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$; $H = 45 \text{ m}$; $\eta = 0,29$, deschiderea acului injector fiind $s_0 = 9 \text{ mm}$.

Se trasează pe diagrama universală, reprezentată în fig.6.4, o paralelă la axa Q_{11} (dreapta $n_{11_0} = \text{const}$), care trece prin punctul nominal; se citesc punctele de intersecție ale acestei drepte cu curbele $s = \text{const.}$, notând, în punctele respective, valorile s , ale randamentului și ale Q_{11} , pentru două - trei puncte la stânga și la dreapta punctului nominal; se calculează, cu relațiile de similitudine, valorile debitului, Q . Se trasează grafic curbele $Q(s)$ și $\eta(s)$, după care se determină derivatele $\left(\frac{\partial Q}{\partial s}\right)_0$ și $\left(\frac{\partial \eta}{\partial s}\right)_0$, derivata reprezentând, prin definiție, chiar tangenta

la curbă în punctul considerat.

Astfel, în fig.6.6 și în fig.6.7 se reprezintă variația debitului și a randamentului cu deschiderea acului injector.

6.4 – Determinarea ecuației dinamice în timp a turbinei Pelton pe baza 161 măsurărilor în regim staționar

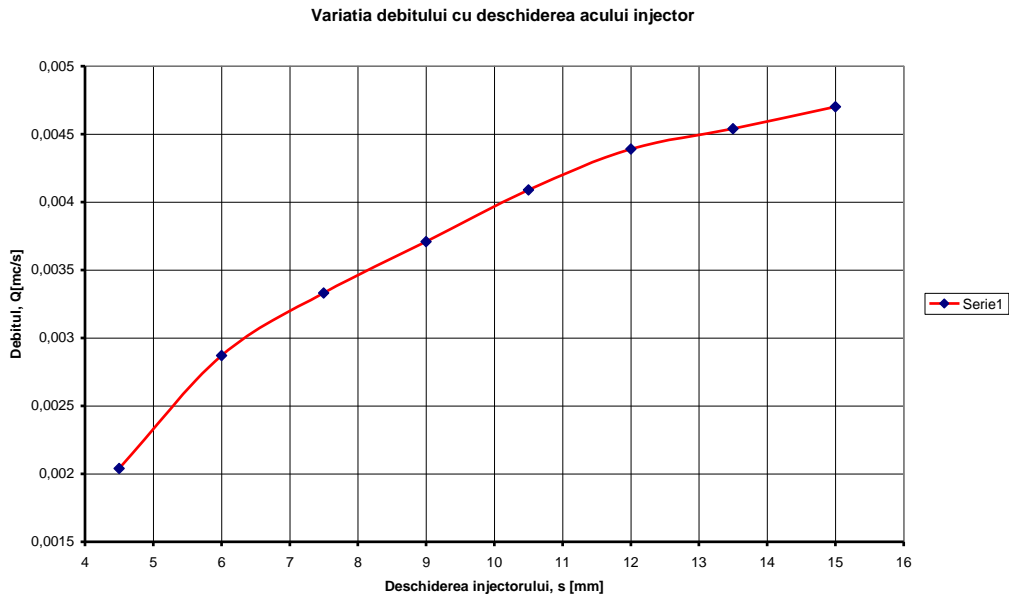


Fig.6.6 Variația debitului cu deschiderea acului injector

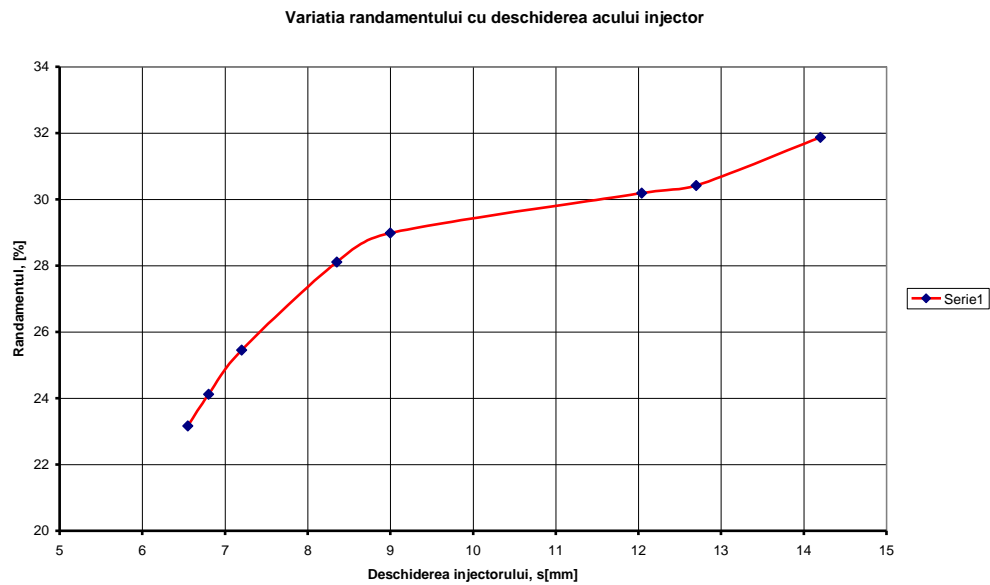


Fig.6.7 Variația randamentului cu deschiderea acului injector

În fig.6.8, pentru $s = \text{constant}$, se citesc pe diagrama universală a turbinei Pelton, reprezentată în fig.6.4, valori în jurul punctului nominal de funcționare și se trasează grafic dependența $\eta(\omega)$, după care se determină derivatele $\left(\frac{\partial \eta}{\partial \omega}\right)_0$.

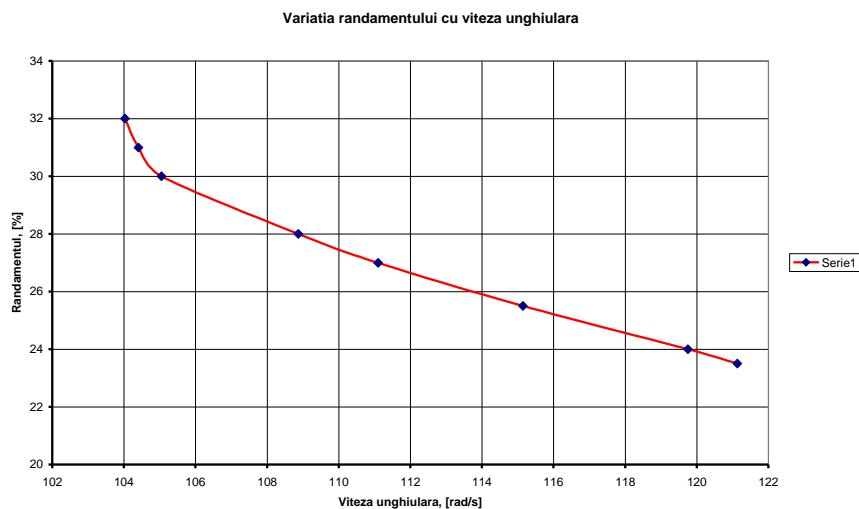


Fig.6.8 Variația randamentului cu viteza unghiulară

Cu ajutorul unui program în Mathcad am calculat constantele de timp T_a și T_ω și am rezolvat ecuația dinamică. În tabelul 6.2 sunt prezentate valorile celor două constante de timp calculate.

Tabelul 6.2

Deschiderea acului, s [mm]	T_a [s]	T_ω [s]
7	12,054	7,81
8	13,75	7,76
10	22,46	5,783
11	22,99	6,11

Prin rezolvarea ecuației dinamice, în fig.6.9 și 6.10 sunt reprezentate variațiile vitezei unghiulare în timp la deschiderea, respectiv închiderea injectorului.

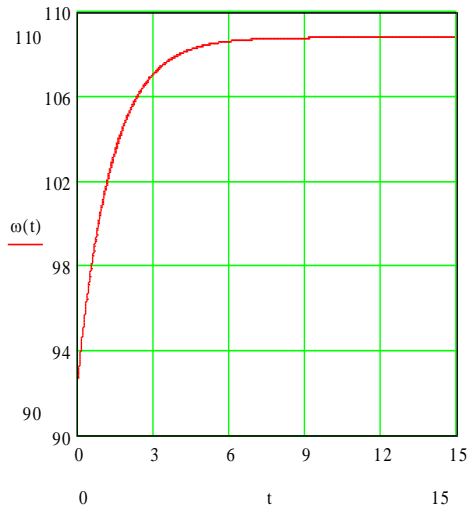


Fig.6.9 Variația vitezei unghiulare la deschiderea acului injector

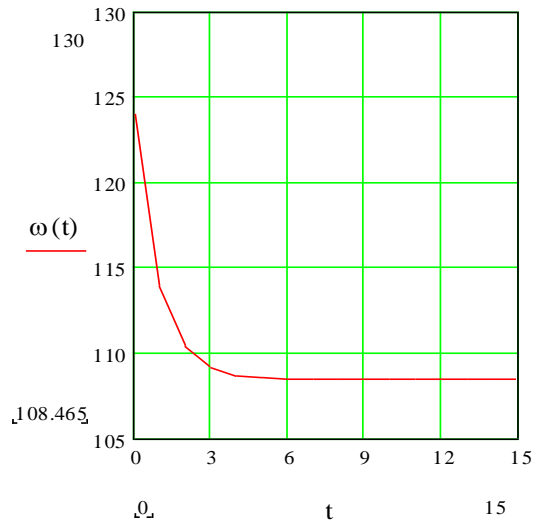


Fig.6.10 Variația vitezei unghiulare la închiderea acului injector

6.5 DETERMINAREA COEFICIENȚILOR FUNCȚIEI DE TRANSFER A TURBINEI PELTON

O parte din coeficienții care apar în expresiile funcțiilor de transfer a hidroagregatului, T_a , T_w , T_r , se determină prin calcule, iar o altă parte, care caracterizează proprietățile turbinei, poate fi ușor determinată conform caracteristicilor momentelor și debitelor.

Trebuie menționat că pentru cercetarea amplă a proceselor de reglare este necesar ca aceste caracteristici să fie înregistrate în întregul interval al regimurilor de lucru ale turbinei. Numai astfel pot fi obținute mărimi plauzibile ale coeficienților, conform unei metode unice, atât pentru funcționarea în sarcină cât și pentru mersul în gol.

În continuare este considerată o metodă universală de determinare a coeficienților funcțiilor de transfer ale hidroagregatului, aplicabilă oricărui tip de turbină și oricărui regim de lucru al ei, ceea ce este foarte important pentru calculele

practice [4.11]. Bineînțeles, în funcție de valorile obținute pentru coeficienți, în fiecare caz concret, pot fi acceptate unele sau altele din ipoteze, care trebuie acceptate în timpul procesului de calcul, când este clar ce mărimi pot fi neglijate. Aceasta va exclude erorile metodice și dă posibilitatea de construire a caracteristicilor de frecvență ale hidroagregatului cu o precizie suficientă pentru practică.

Așa cum am arătat în capitolul 4, pentru turbina Pelton, în cazul în care nu se ține cont de elasticitatea conductei, adică $T_r < T_w q_0$, funcțiile de transfer sunt date de expresiile:

- funcția de transfer a hidroagregatului, $W_a = \Delta x / \Delta y$, va fi:

$$W_a = e_y \cdot \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5q_0]T_w \cdot s}{(T_a s + e_n)(0,5T_w q_0 s + 1)} \quad (6.29)$$

- funcția de transfer W_{ty} este:

$$W_{ty} = e_y \cdot \frac{1 - [(m_{t0} - 0,5e_t)\lambda - 0,5q_0] \cdot T_w \cdot s}{1 + 0,5T_w q_0 s}, \text{ pentru } T_r < T_w q_0 \quad (6.30)$$

Funcțiile de transfer deduse anterior reflectă destul de complet și corect proprietățile dinamice ale hidroagregatului ca obiect de reglare.

Regimul de lucru al turbinei pentru care se efectuează liniarizarea este determinat de mărimile reduse x_{10}' , deschiderea injectorului a_0 și abaterea căderii h_0 .

Coefficienții funcțiilor de transfer pentru turbina Pelton se determină mult mai ușor decât la celelalte tipuri de turbine, având în vedere faptul că aceste turbine au doar un singur organ de reglare care modifică momentul și debitul.

Pentru determinarea coeficienților care intervin în expresia funcțiilor de transfer, se reprezintă caracteristicile de moment și debit ale modelului de turbină Pelton, $m_1' = f(x_1')$ și $q_1' = f(x_1')$, cu precizarea că, la turbinele Pelton, caracteristicile $q_1' = f(x_1')$ sunt paralele cu axa x_1' , deoarece $q_x = 0$, adică debitul nu variază cu turația.

Pentru trasarea caracteristicilor de moment și debit, se au în vedere următoarele relații, în care notațiile au fost prezentate în capitolul 4. Astfel se prezintă mărimile dublu unitare, cele cu indicele n fiind corespunzătoare regimului nominal de funcționare. Se au în vedere relațiile prezentate în capitolul 4, reluate în

cele ce urmează. Pentru calculele din acest subcapitol, mărimile corespunzătoare regimului nominal sunt: deschiderea acului injector, $s = 15$ mm, debitul $Q = 0,0047$ m³/s, căderea $H = 45,5284$ m, viteza unghiulară $\omega = 105,39$ rad/s și randamentul $\eta = 0,33$, [6.2]. Astfel se definesc:

$$n_1' = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}; Q_1' = \frac{Q}{\sqrt{H} \cdot D^2} \quad (6.31)$$

$$n_{1n}' = \frac{n_n \cdot D}{\sqrt{H_n}}; Q_{1n}' = \frac{Q_n}{\sqrt{H_n} \cdot D^2} \quad (6.32)$$

$$x_1' = \frac{n_1'}{n_{1n}'} = \frac{n}{n_n} \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H}} \quad (6.33)$$

$$q_1' = \frac{Q_1'}{Q_{1n}'} = \frac{Q}{Q_n} \cdot \sqrt{\frac{H_n}{H}} \quad (6.34)$$

Dar:

$$q = \frac{Q}{Q_n}; h = \frac{H - H_n}{H_n} \Rightarrow \frac{H}{H_n} = 1 + h; x = \frac{\omega - \omega_n}{\omega_n} \Rightarrow \frac{\omega}{\omega_n} = x + 1 \quad (6.35)$$

Se obțin astfel:

$$x_1' = \frac{x + 1}{\sqrt{1 + h}}; q_1' = \frac{q}{\sqrt{1 + h}}; m_1' = \frac{m_t}{1 + h} \quad (6.36)$$

În fig.6.11 și 6.12 sunt reprezentate, pentru fiecare deschidere relativă a acului injector, caracteristicile de moment și respectiv de debit.

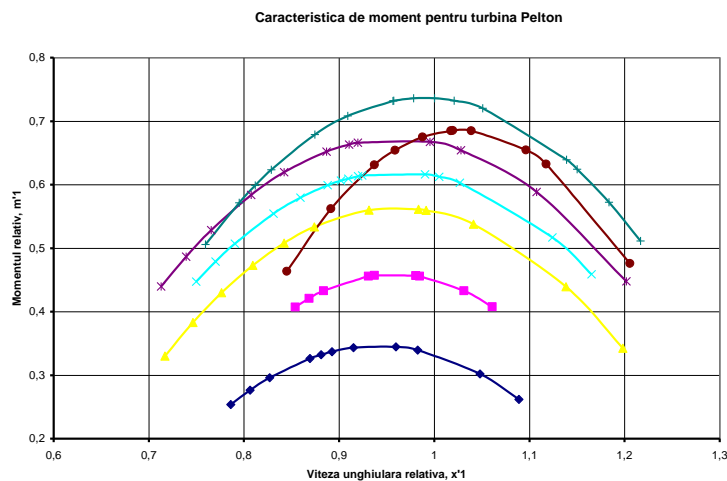


Fig.6.11 Caracteristica de moment pentru turbina Pelton

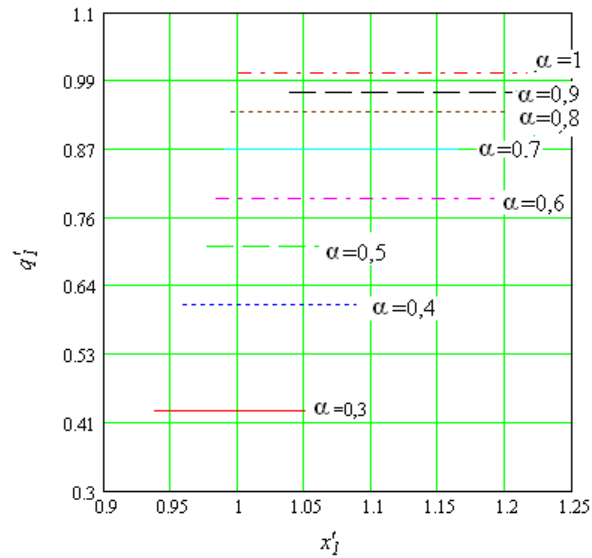


Fig.6.12 Caracteristica de debit pentru turbina Pelton

Pe lângă cele două caracteristici prezentate în fig.6.11 și 6.12, se construiesc suplimentar dependențele $m_t = f(\alpha)$ și $q = f(\alpha)$, pentru valorile date x_{I0}' și h_0 , ținând cont că m_t și q se determină cu relația (2.32). Curbele menționate sunt reprezentate în fig.6.13.

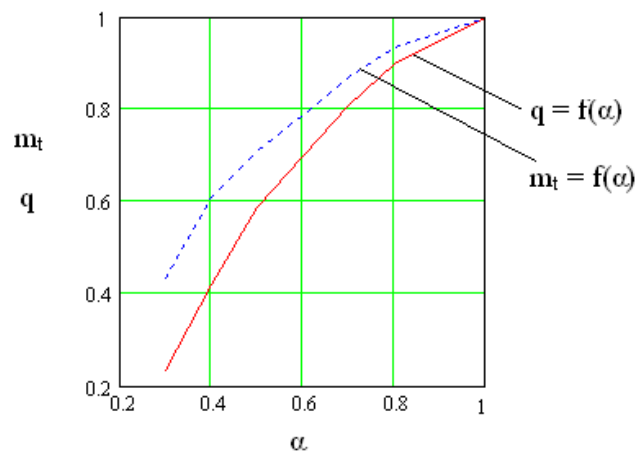


Fig.6.13 Dependențele $m_t = f(\alpha)$ și $q = f(\alpha)$

În continuare se determină valorile coeficienților care intră în expresia funcției de transfer a turbinei Pelton, (6.29), coeficienți definiți prin relațiile:

$$m_{t0} = m'_{10}(1 + h_0) \quad (6.37)$$

$$q_0 = q'_{10}\sqrt{1 + h_0} \quad (6.38)$$

$$e_t = \frac{\partial m'_1}{\partial x'_1} \sqrt{1 + h_0} \quad (6.39)$$

$$e_y = \frac{\partial m_t}{\partial a}; \lambda = \frac{\partial q}{\partial a} \cdot \frac{1}{e_y} \quad (6.40)$$

De asemenea, în expresia funcției de transfer dată de relația (6.29) apare timpul conductei, T_w , care pentru instalația cu turbină Pelton din laborator are valoarea $T_w = 0,0102$ s. S-a ales expresia funcției de transfer atunci când nu se ține cont de elasticitatea conductei, deoarece pentru această instalație timpul de reflexie a undelor este $T_r = 0,0071$ s, deci $T_r < T_w q_0$.

Se obține astfel expresia funcției de transfer:

$$W_a = \frac{1,375 + 0,0073 \cdot s}{0,00966 \cdot s^2 + 2,471 \cdot s - 1,849} \quad (6.41)$$

Dar, $s = j\omega$ și rezultă:

$$W_a(j\omega) = \frac{2,554 - 0,018 \cdot \omega^2}{-6,105 \cdot \omega^2 - 3,452} + j \cdot \frac{3,4105 \cdot \omega}{-6,105 \cdot \omega^2 - 3,452} \quad (6.42)$$

Din relația (6.42) se determină cu ușurință partea reală și cea imaginară a expresiei, putându-se astfel obține, pentru fiecare pulsație dată ω , caracteristica amplitudine – pulsație și fază – pulsație, având în vedere că modulul și respectiv faza sunt:

$$|W_a| = \sqrt{\text{Re}(W_a)^2 + \text{Im}(W_a)^2} \quad (6.43)$$

$$\angle W_a = \arctg \frac{\text{Im}(W_a)}{\text{Re}(W_a)} \quad (6.44)$$

În fig.6.14, 6.15, 6.16 și 6.17 sunt reprezentate, pentru fiecare pulsație dată ω , partea reală și partea imaginară a funcției de transfer, precum și caracteristica amplitudine – pulsație și caracteristica fază – pulsație.

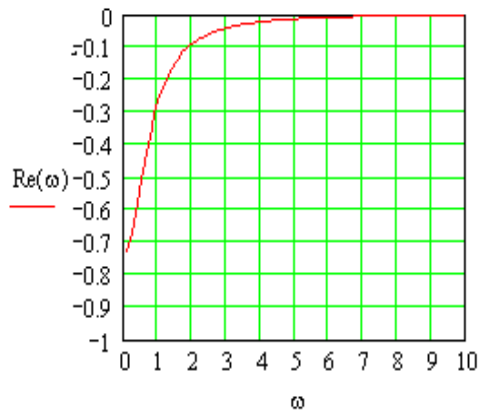


Fig.6.14 Caracteristica $Re(\omega)$

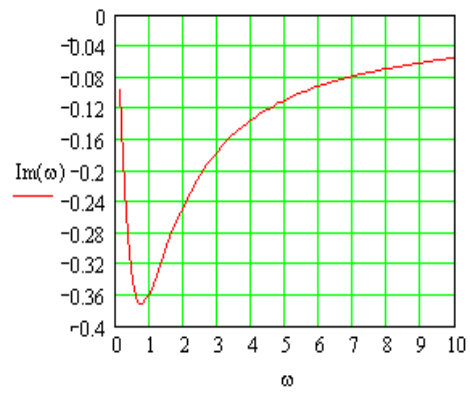


Fig.6.15 Caracteristica $Im(\omega)$

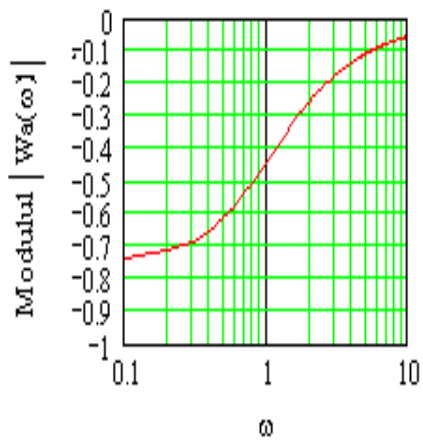


Fig.6.16 Caracteristica amplitudine - pulsație

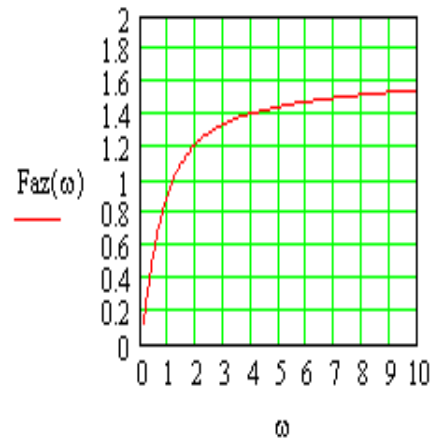


Fig.6.17 Caracteristica fază - pulsație

CAP.7 CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA ÎN REGIM DINAMIC A TURBINEI PELTON

7.1 EFECTUAREA MĂSURĂTORILOR ÎN REGIM DINAMIC

Încercările în regim dinamic au fost efectuate pe turbina Pelton ce aparține stațiunii experimentale ce modelează microhidrocentrala „Gemenele”, plasată în Laboratorul de Mașini Hidraulice a Universității „Politehnica” din Timișoara.

În capitolul 5 am arătat cum am pregătit instalația experimentală pentru măsurătorile în regim dinamic, nestaționar. Este evident că pentru efectuarea acestor măsurători sunt necesare traductoarele prezentate, astfel încât variația mărimilor fundamentale ale procesului supus măsurării să poată fi înregistrată în timp real. De asemenea, un element esențial este placa de achiziții, cu ajutorul căreia se stochează în memoria calculatorului variația mărimilor procesului.

Scopul acestor măsurători este identificarea experimentală a turbinelor Pelton, folosind semnale de probă sinusoidale, [7.1]. Pentru ca mărimea de intrare, care în cazul turbinei Pelton este cursa acului injector, să aibă o variație sinusoidală, a fost proiectat generatorul de semnale sinusoidale prezentat în capitolul 3.

Așa cum am precizat în capitolul 2, aplicând la intrarea procesului un semnal sinusoidal de o anumită amplitudine și frecvență, se obține la ieșirea procesului un semnal de aceeași frecvență, dar cu amplitudine diferită și defazat față de semnalul de la intrare. Pentru a determina caracteristica de frecvență este suficientă doar compararea celor două semnale, pentru diferite pulsații ω , putându-se obține astfel $\varphi(\omega)$ și $Y(\omega)$, sau alte caracteristici $\text{Re}[Y(j \omega)]$, $\text{Im}[Y(j \omega)]$, etc. Pe baza înregistrărilor făcute, se pot calcula valorile caracteristicii amplitudine – pulsație și fază – pulsație.

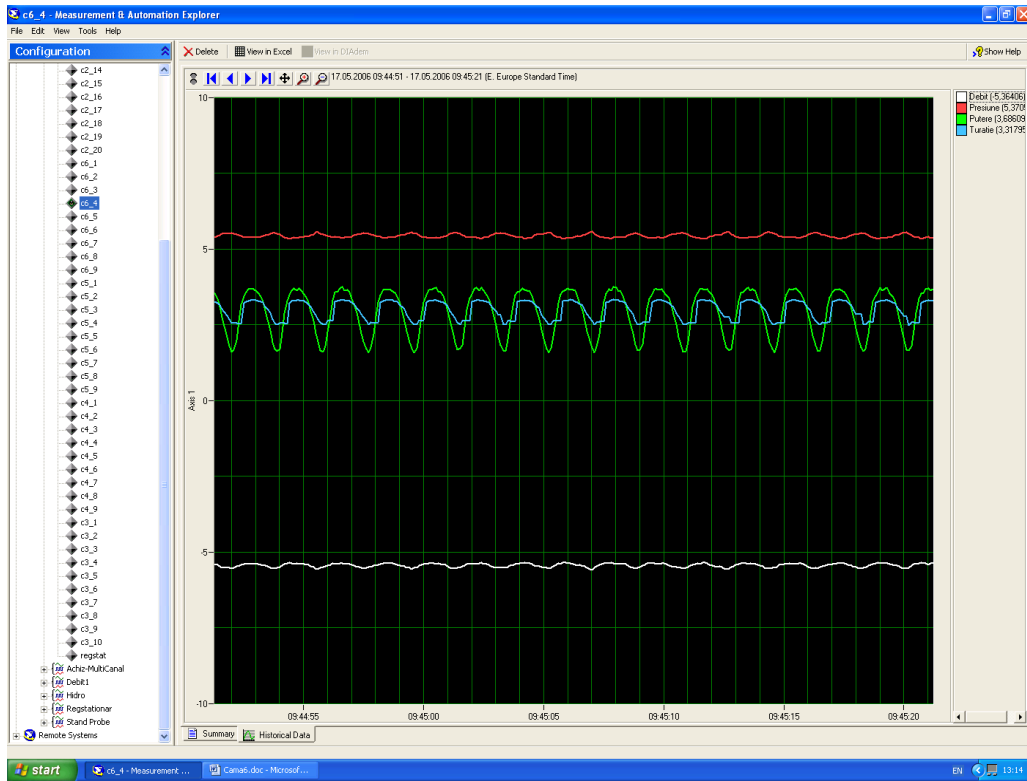
Pentru fiecare camă în parte, care înseamnă o amplitudine a semnalului de intrare, am făcut un set de măsurători la diferite frecvențe ale semnalului, modificând tensiunea sursei de alimentare a motorului de curent continuu ce antrenează mecanismul cu came. Durata fiecărei măsurători a fost de 30 de secunde, la o rată de eșantionare de 10 eșantioane pe secundă pentru fiecare din mărimile măsurate. Setul de date achiziționate pentru fiecare din măsurătorile efectuate a fost salvat într-un fișier Excel iar înregistrările în timp real au fost salvate în fișierul pe care l-am denumit "Stand Probe" în VI Logger Tasks, în programul de achiziție al plăcii de achiziții, VI Logger.

7.2 IDENTIFICAREA DINAMICĂ A TURBINEI PELTON

Pentru fiecare camă, deci pentru diferite amplitudini ale semnalului de la intrare și, de asemenea pentru diferite frecvențe ale acestuia, am determinat locul de transfer al funcțiilor de transfer corespunzătoare și caracteristicile amplitudine – pulsație și fază – pulsație, [7.2], [7.3].

Cama 6:

În acest caz amplitudinea semnalului de la intrare este $A = 6$ mm. Cu această camă am efectuat nouă măsurători cu frecvențe diferite ale semnalului de intrare, de la 0,23 Hz până la 1,45 Hz. În figurile următoare sunt prezentate, pentru frecvența $f = 0,53$ Hz, variațiile în timp ale debitului, căderii, turației și puterii electrice, mărimi direct măsurate în instalația de laborator, precum și ale puterii hidraulice, momentului și randamentului, mărimi calculate.

Fig.7.1 Variația în timp real a mărimilor măsurate la $f = 0,53$ Hz.

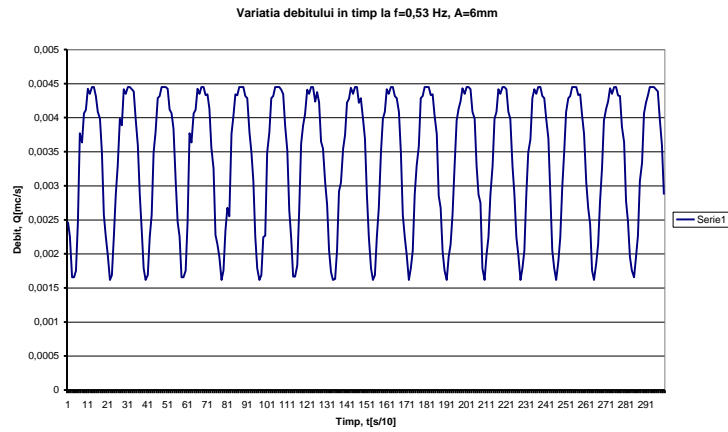


Fig.7.2 Variația debitului în timp la $f = 0,53$ Hz.

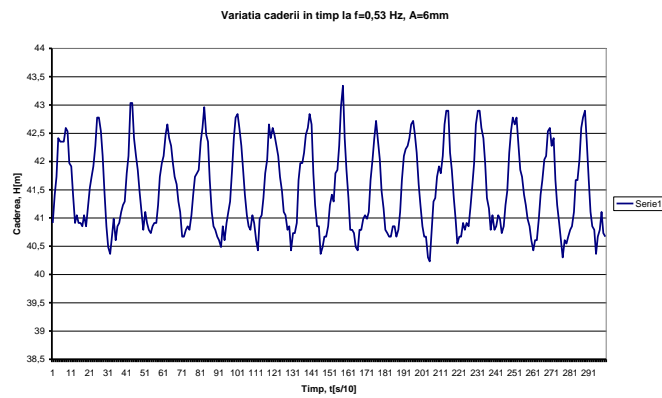


Fig.7.3 Variația căderii în timp la $f = 0,53$ Hz.

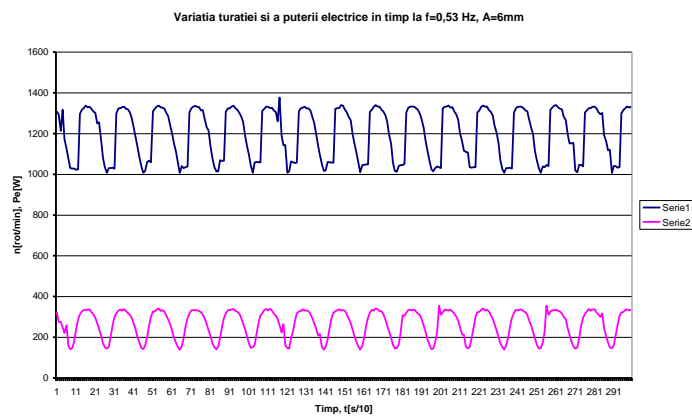


Fig.7.4 Variația turației și a puterii electrice în timp $f = 0,53$ Hz.

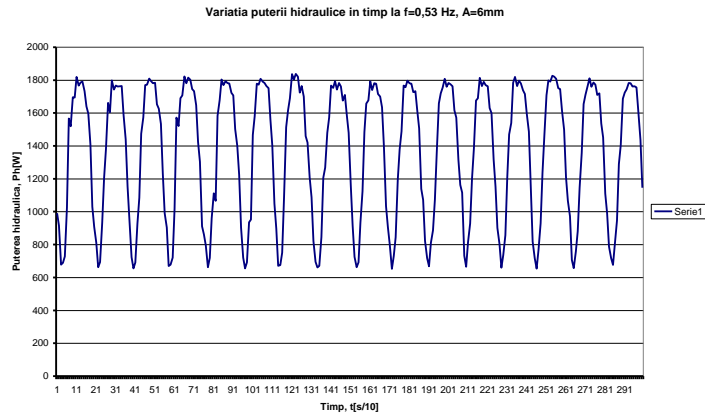


Fig.7.5 Variația puterii hidraulice în timp $f = 0,53$ Hz

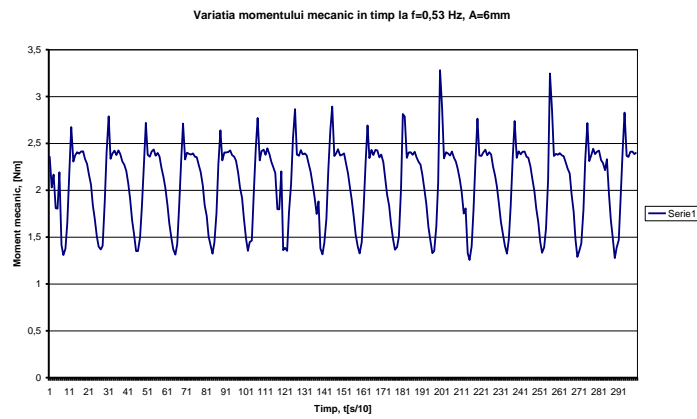


Fig.7.6 Variația momentului mecanic în timp la $f = 0,53$ Hz

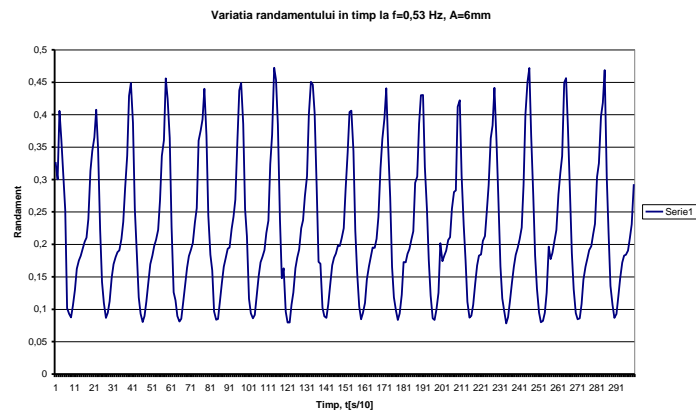


Fig.7.7 Variația randamentului în timp $f = 0,53$ Hz

Din graficele prezentate anterior se observă că o mișcare stereomecanică sinusoidală se traduce într-o variație sinusoidală a debitului turbinei în timp și, de asemenea, într-o variație tot sinusoidală a presiunii în timp, dar opusă față de cea a debitului.

Turbina hidraulică poate fi reprezentată sub forma unui cvadripol informațional, mărimile de intrare fiind debitul și căderea turbinei, iar mărimile de ieșire, turația și puterea electrică, toate aceste mărimi fiind direct măsurate în instalația experimentală. În cazul turbinelor hidraulice, mărimile la ieșire pot fi considerate turația și momentul sau cuplul mecanic măsurat la arborele turbinei. În fig.7.8 este reprezentat cvadripolul informațional pentru turbina hidraulică.

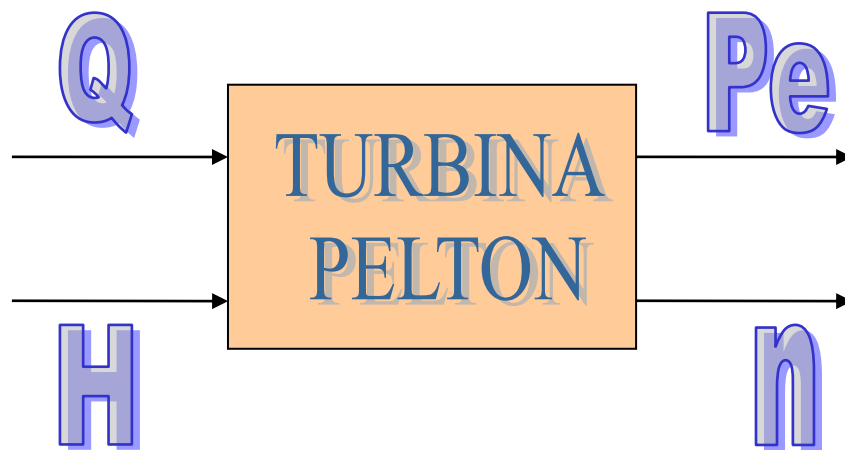


Fig.7.8 Cvadripol informațional pentru turbina Pelton

În continuare, am determinat pentru fiecare din funcțiile de transfer $F(n/Q)$, $F(P_e/Q)$, $F(n/H)$ și $F(P_e/H)$, locul de transfer și caracteristicile amplitudine – pulsație și fază – pulsație, [7.4], [7.5]. De asemenea, determinând cuplul mecanic la arborele turbinei, am reprezentat locul de transfer și caracteristicile amplitudine – pulsație și faza – pulsație și pentru funcțiile de transfer $F(M/Q)$ și $F(M/H)$.

Cama6: Locul de transfer corespunzator f.d.t. $F(n/Q)$

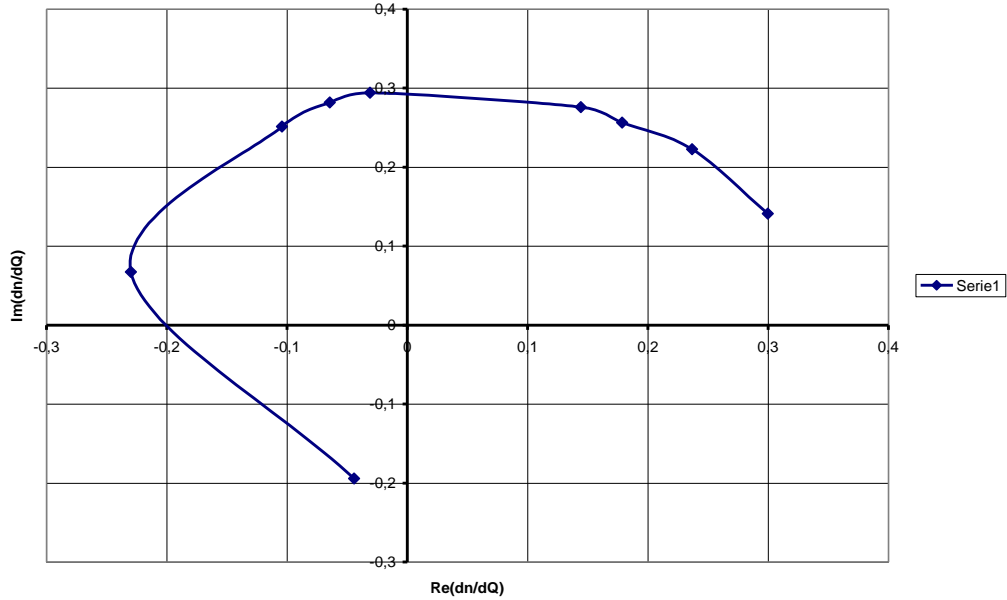


Fig.7.9 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/Q)$

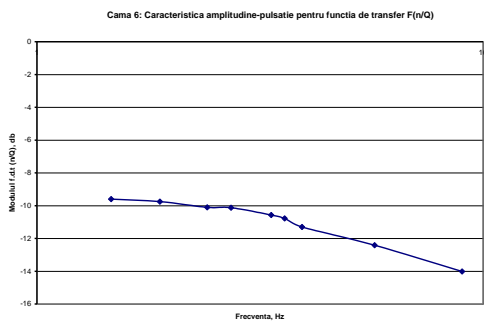


Fig.7.10 Caracteristica amplitudine-pulsajie corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

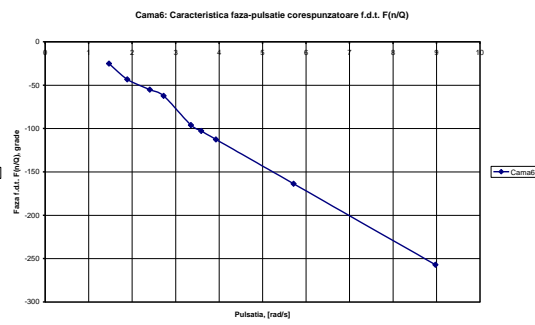


Fig.7.11 Caracteristica fază-pulsajie corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

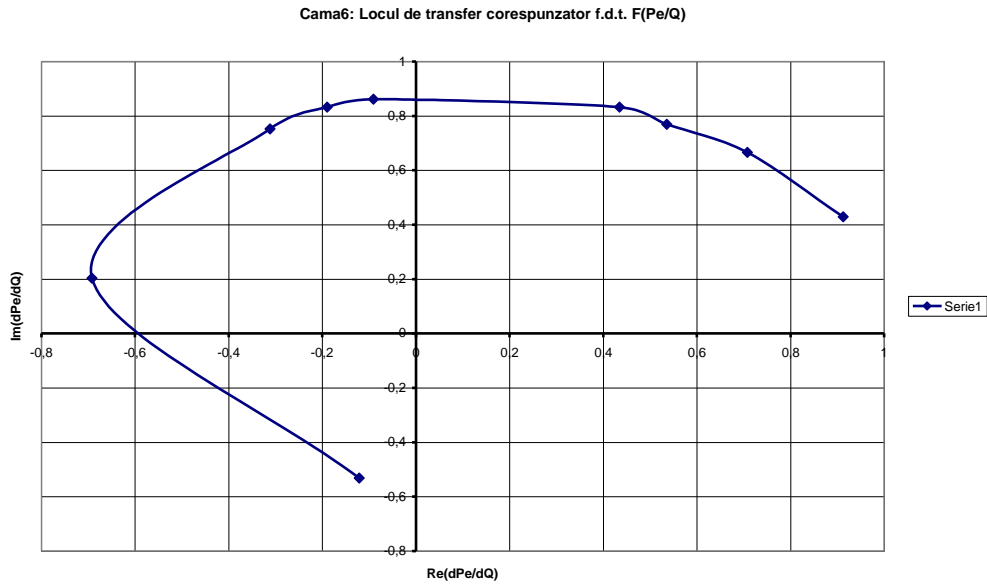


Fig.7.12 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/Q)$

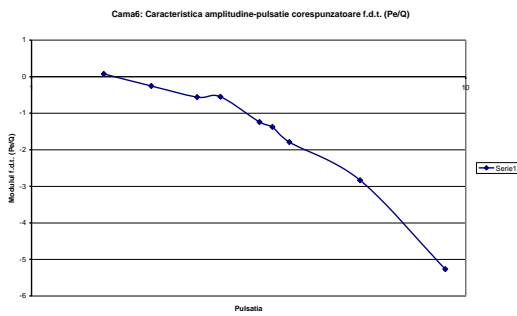


Fig.7.13 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

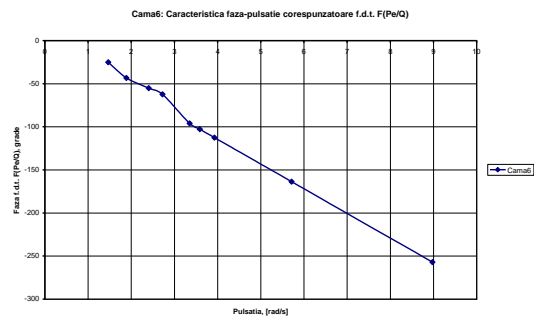


Fig.7.14 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

Cama6: Locul de transfer corespunzator functiei de transfer F(M/Q)

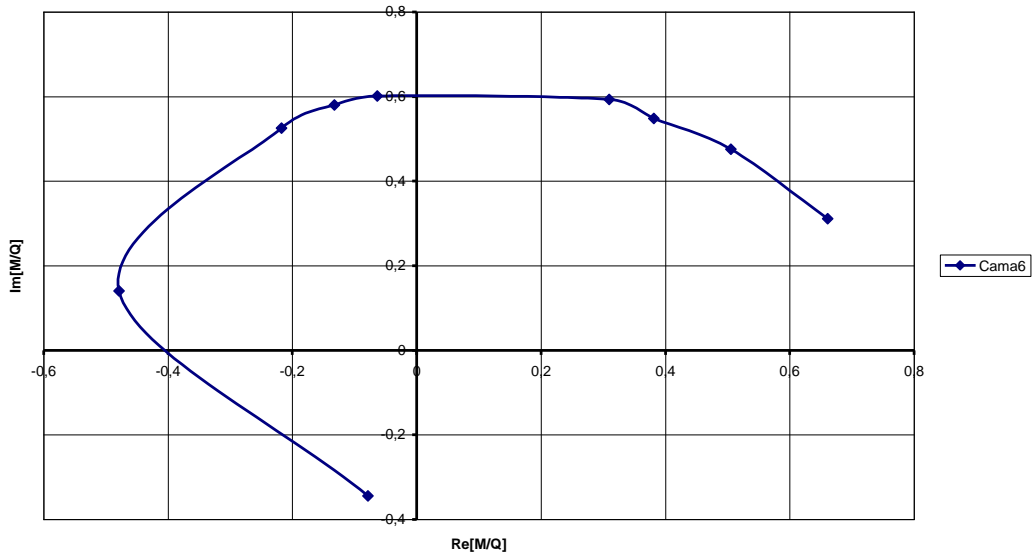


Fig.7.15 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer F(M/Q)

Cama6: Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(M/Q)

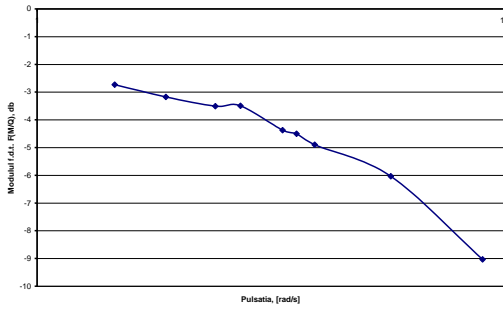


Fig.7.16 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/Q)

Cama6: Caracteristica faza-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(M/Q)

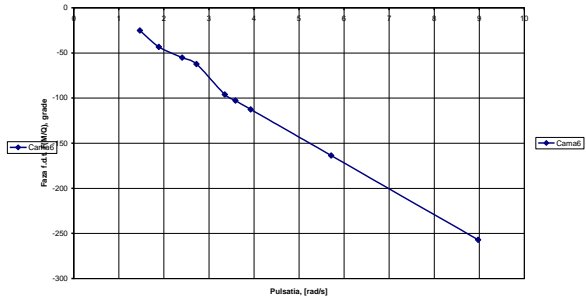


Fig.7.17 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/Q)

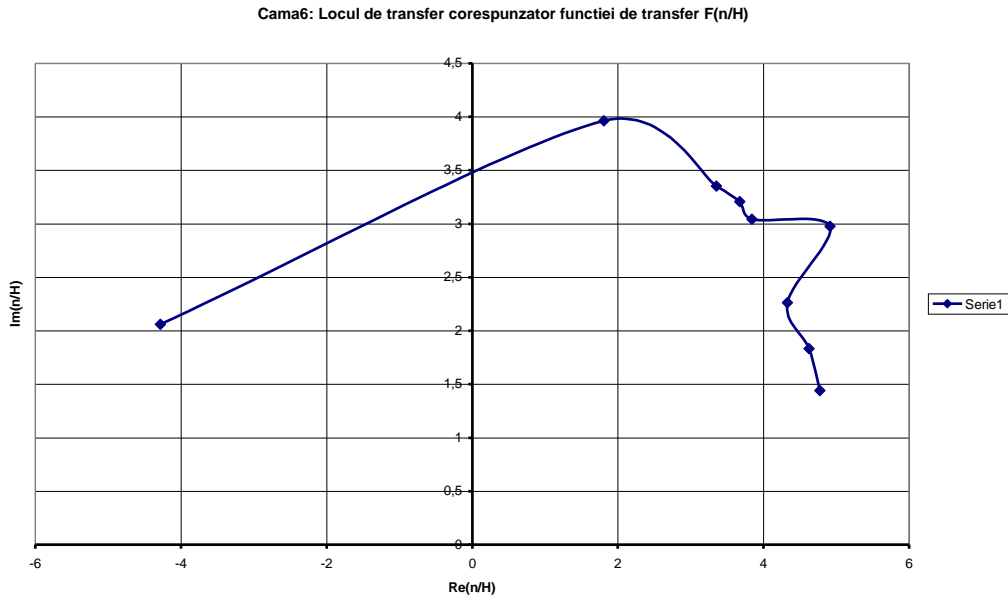


Fig.7.18 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/H)$

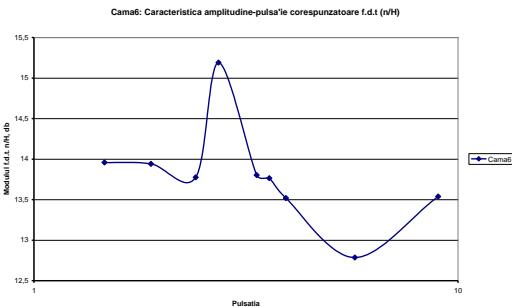


Fig.7.19 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

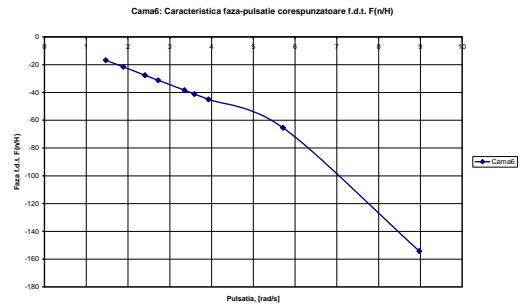


Fig.7.20 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

În caracteristica amplitudine – pulsatie reprezentată în fig.7.19 se observă o creștere puternică a amplitudinii, cauzată de apariția unei rezonanțe interne a sistemului generator de energie.

Cama6: Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/H)$

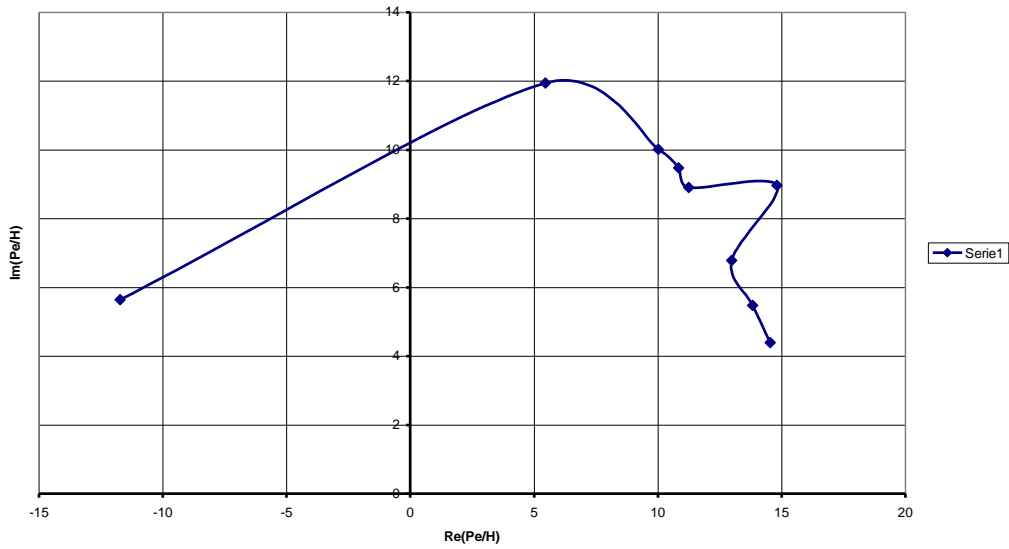


Fig.7.21 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/H)$

Cama6: Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

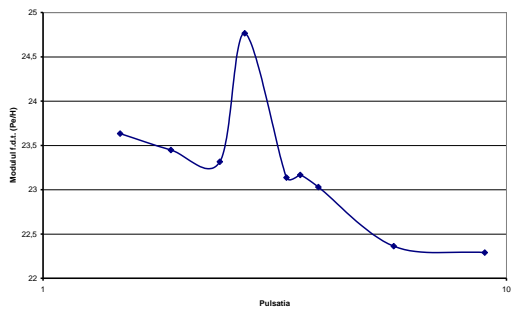


Fig.7.22 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

Cama6: Caracteristica faza-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

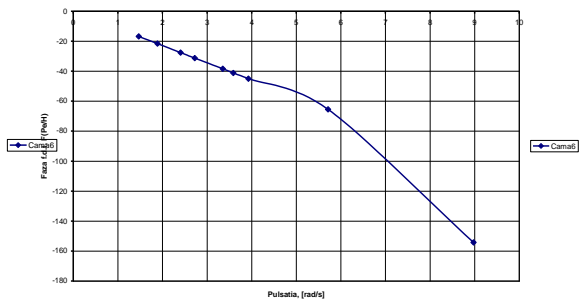


Fig.7.23 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

Cama6: Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(M/H)$

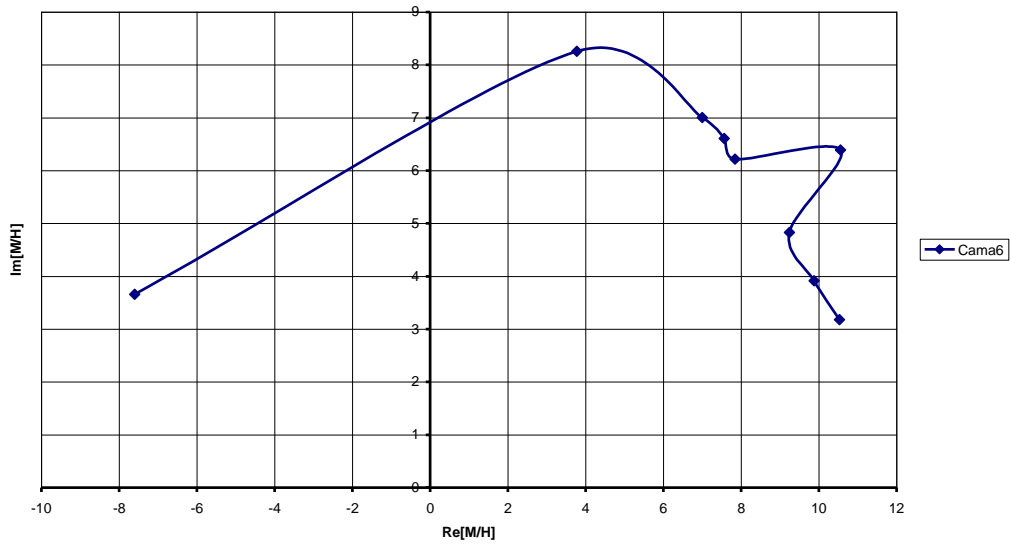


Fig.7.24 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/H)$

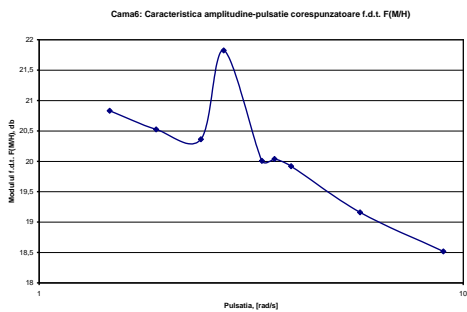


Fig.7.25 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(M/H)$

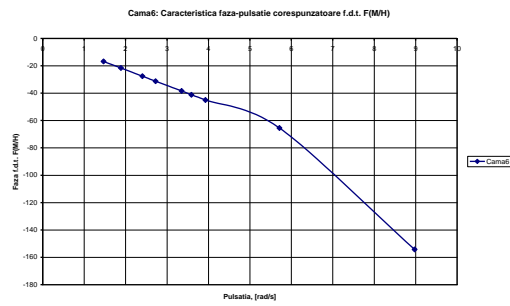


Fig.7.26 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(M/H)$

Cama 5:

În acest caz amplitudinea semnalului de la intrare este $A = 5$ mm. Cu această camă am efectuat nouă măsurători cu frecvențe diferite ale semnalului de intrare, de la 0,125 Hz până la 1,65 Hz. În figurile următoare sunt prezentate, pentru frecvența $f = 0,125$ Hz, variațiile în timp ale debitului, căderii, turației și puterii electrice, mărimi direct măsurate în instalația de laborator, precum și ale puterii hidraulice, momentului mecanic și randamentului, mărimi calculate.

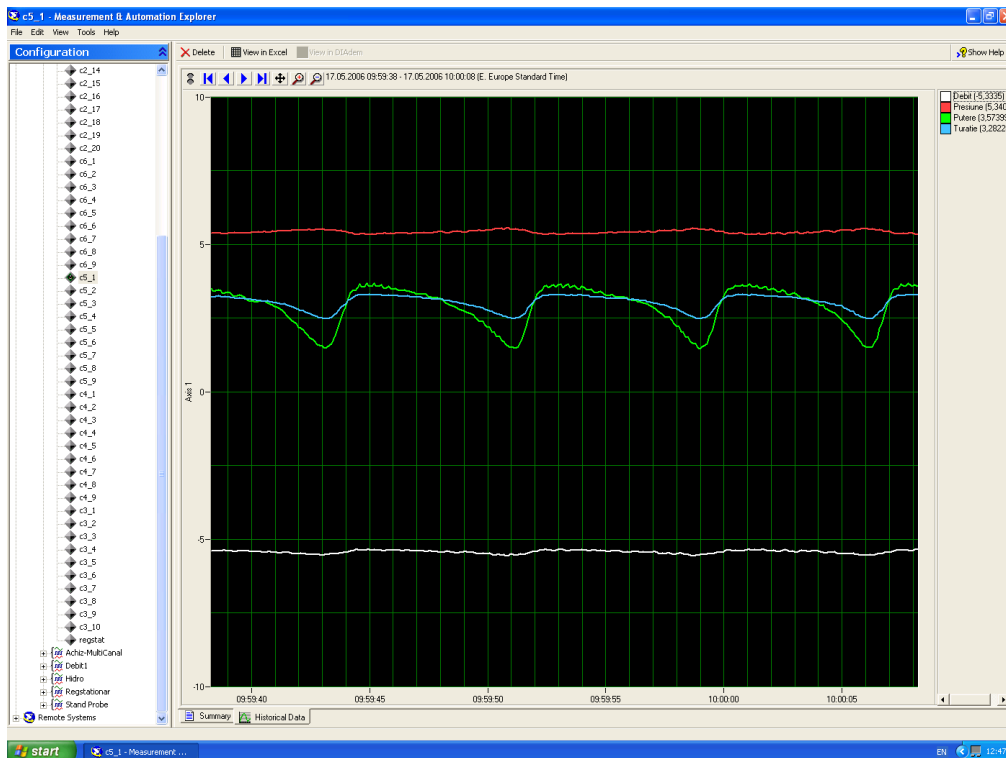


Fig.7.27 Variația în timp real a mărimilor măsurate la $f = 0,125$ Hz

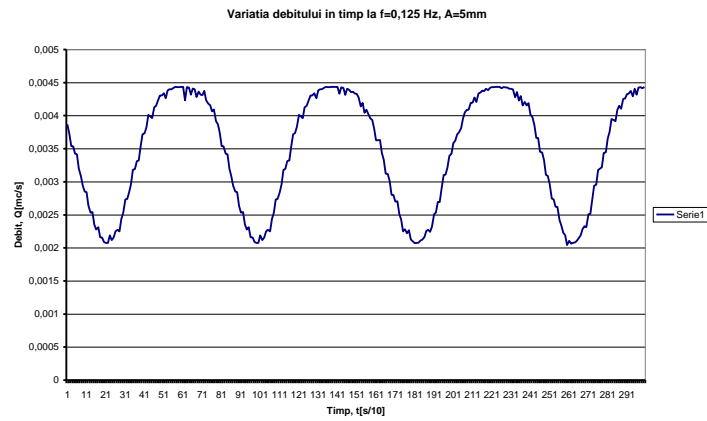


Fig.7.28 Variația debitului în timp la $f = 0,125$ Hz

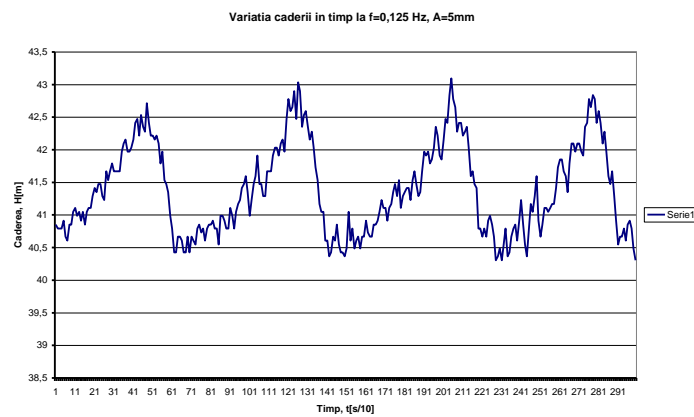


Fig.7.29 Variația căderii în timp la $f = 0,125$ Hz

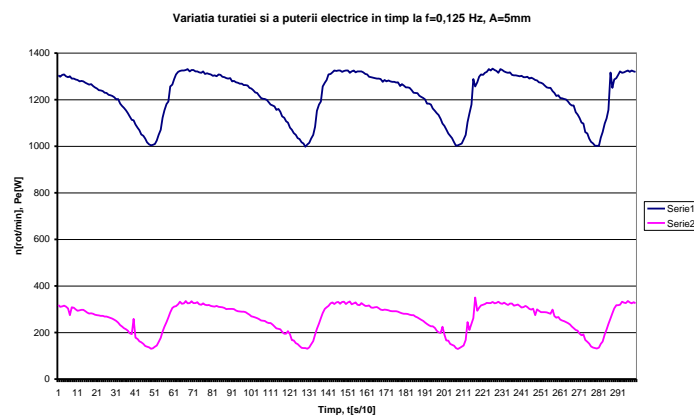


Fig.7.30 Variația turăției și a puterii electrice în timp $f = 0,125$ Hz

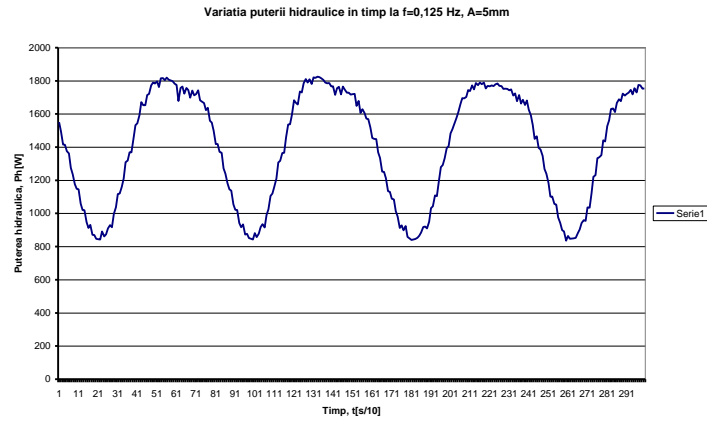


Fig.7.31 Variația puterii hidraulice în timp $f = 0,125$ Hz

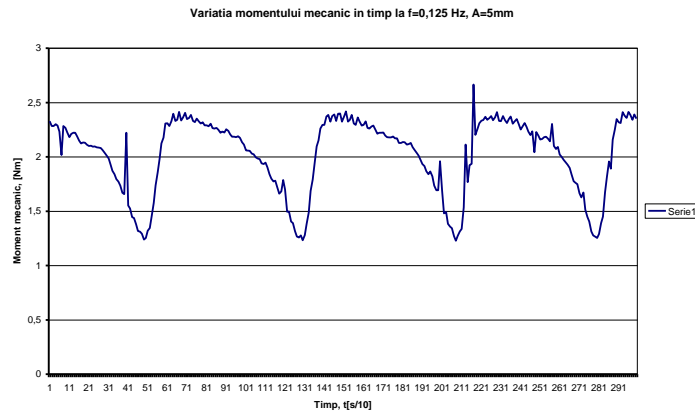


Fig.7.32 Variația momentului mecanic în timp la $f = 0,125$ Hz

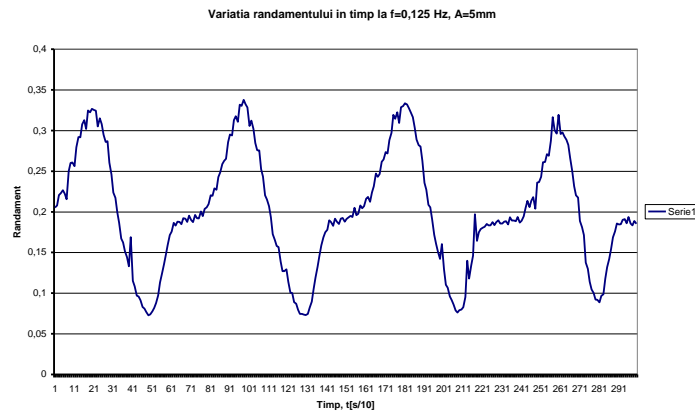


Fig.7.33 Variația randamentului în timp $f = 0,125$ Hz

În figurile anterioare se observă că mărimile caracteristice ale turbinei, atât cele măsurate cât și cele calculate, au o variație periodică în timp, dar nu pur sinusoidală. Explicația este că la frecvențe mici ale semnalului aplicat la intrare și la aceeași rată de eșantionare ca și la frecvențele mai mari ale semnalului de intrare, pe perioade scurte de timp regimul se poate considera cvasistaționar.

În continuare, am determinat pentru fiecare din funcțiile de transfer $F(n/Q)$, $F(P_e/Q)$, $F(n/H)$ și $F(P_e/H)$, locul de transfer și caracteristicile amplitudine – pulsație și fază – pulsație. De asemenea, determinând cuplul mecanic la arborele turbinei, am reprezentat locul de transfer și caracteristicile amplitudine – pulsație și faza – pulsație și pentru funcțiile de transfer $F(M/Q)$ și $F(M/H)$.

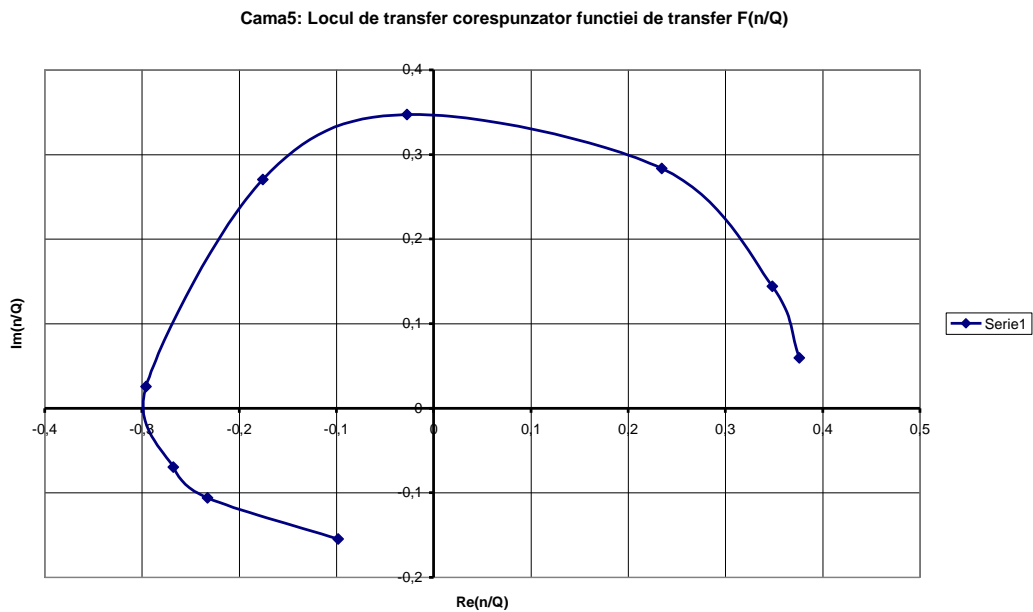


Fig.7.34 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/Q)$

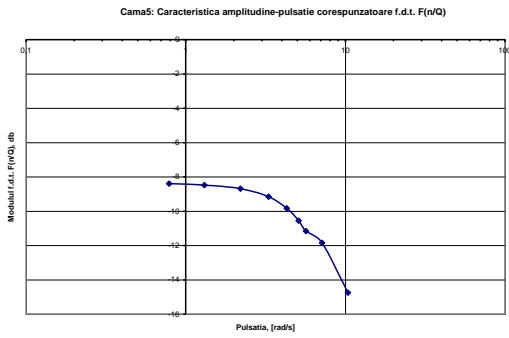


Fig.7.35 Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare f.d.t. F(n/Q)

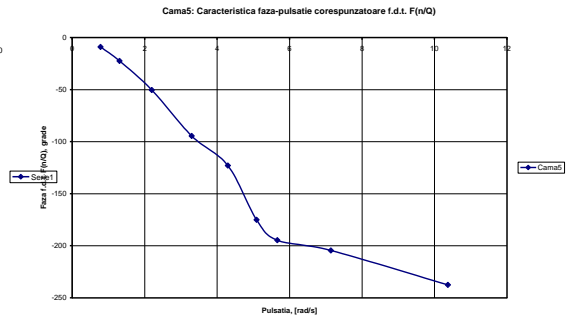


Fig.7.36 Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare f.d.t. F(n/Q)

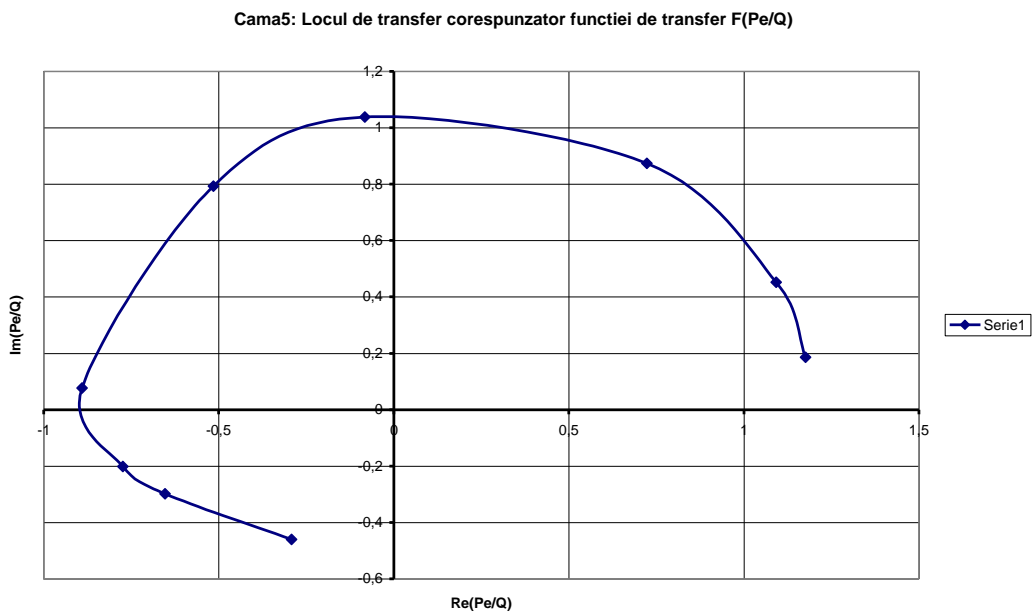


Fig.7.37 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer F(Pe/Q)

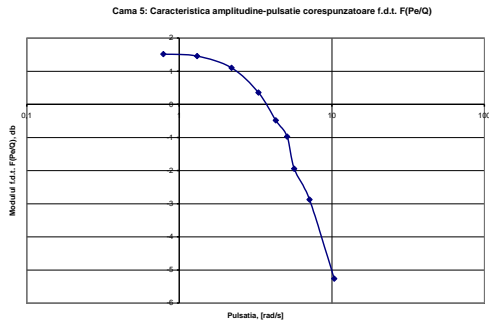


Fig.7.38 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(Pe/Q)

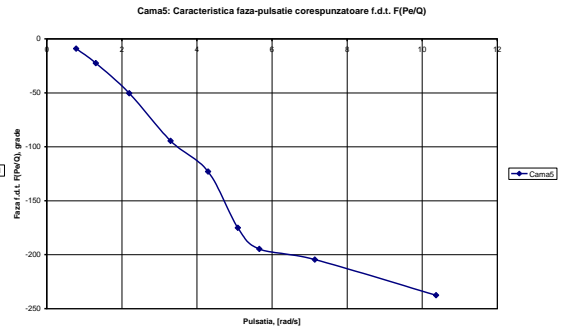


Fig.7.39 Caracteristica fază-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(Pe/Q)

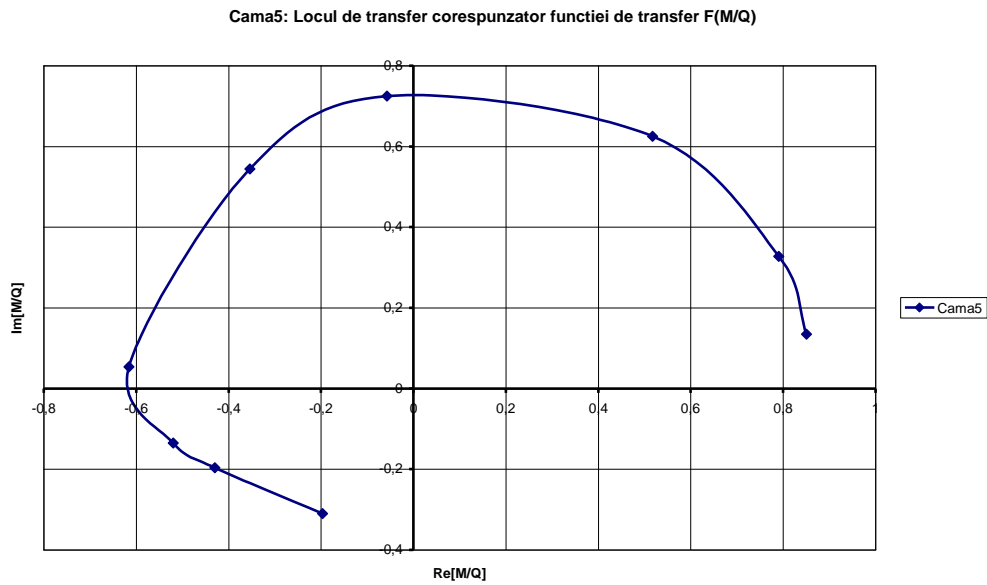


Fig.7.40 Locul de transfer corespunzator functiei de transfer F(M/Q)

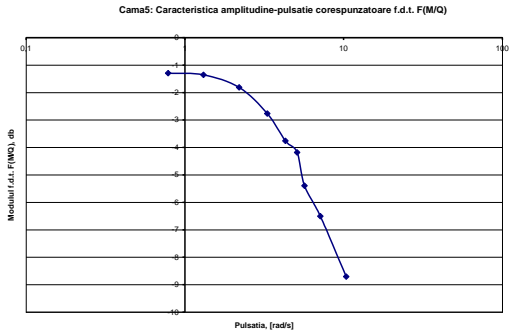


Fig.7.41 Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare f.d.t. F(M/Q)

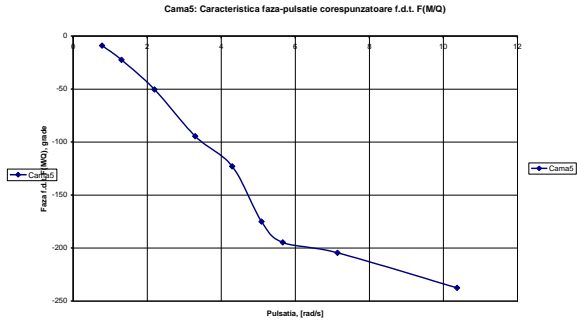


Fig.7.42 Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare f.d.t. F(M/Q)

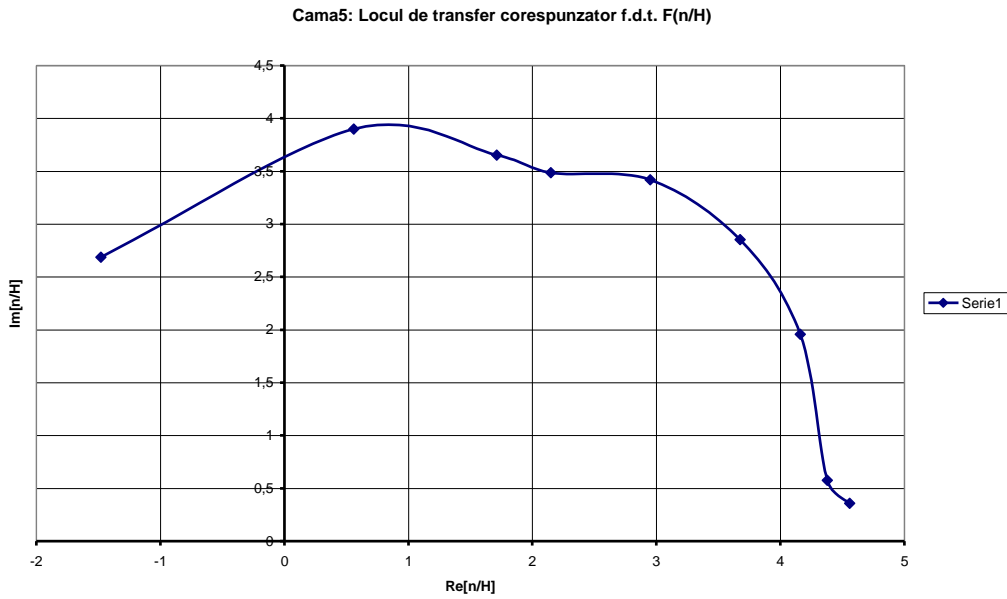


Fig.7.43 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer F(n/H)

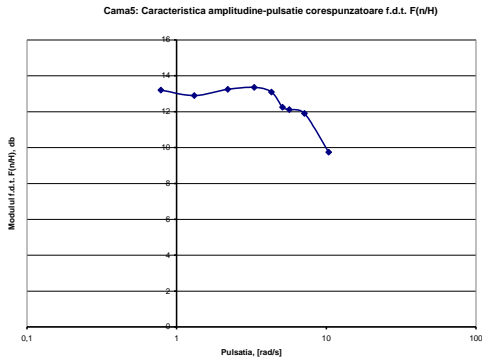


Fig.7.44 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(n/H)

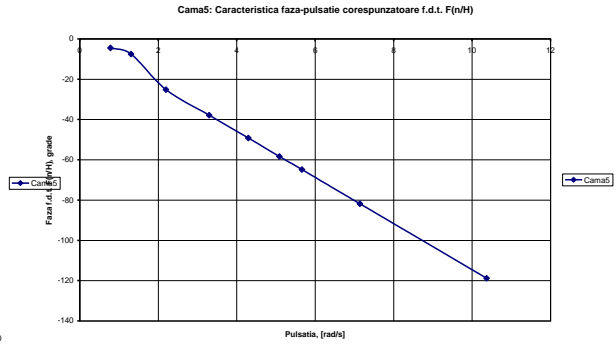


Fig.7.45 Caracteristica faza-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(n/H)

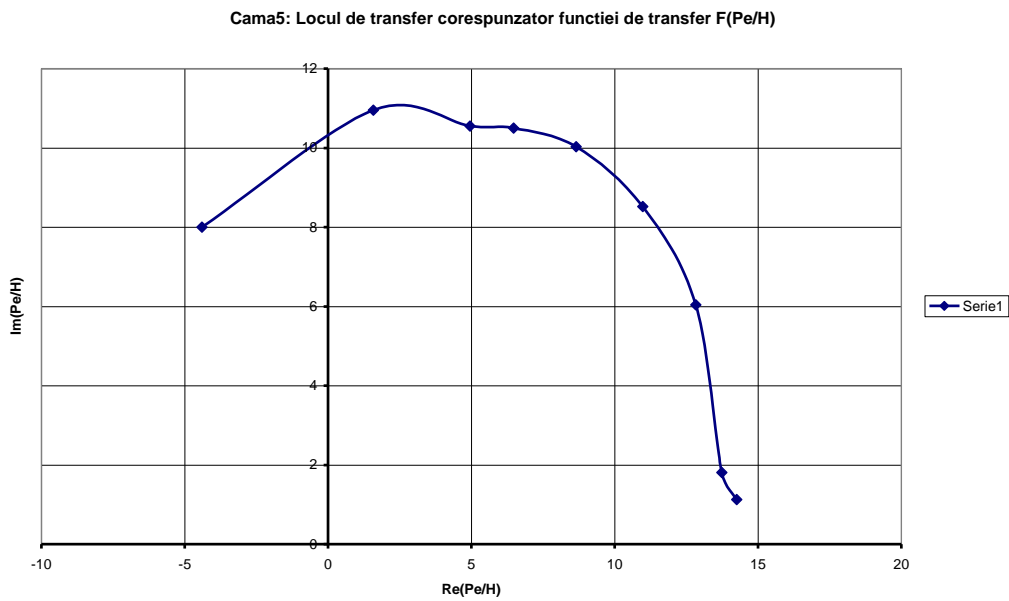


Fig.7.46 Locul de transfer corespunzator functiei de transfer F(Pe/H)

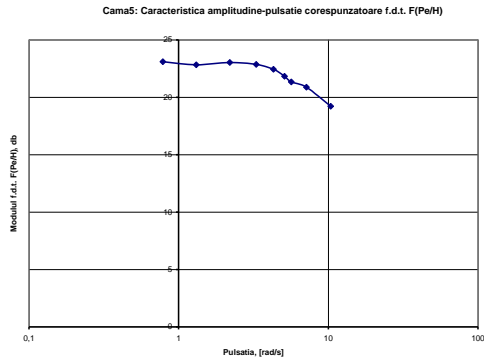


Fig.7.47 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(Pe/H)

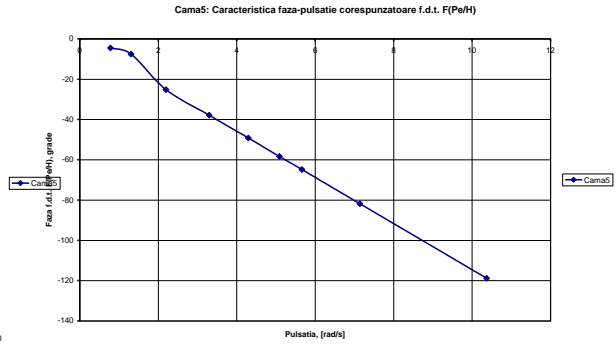


Fig.7.48 Caracteristica fază-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(Pe/H)

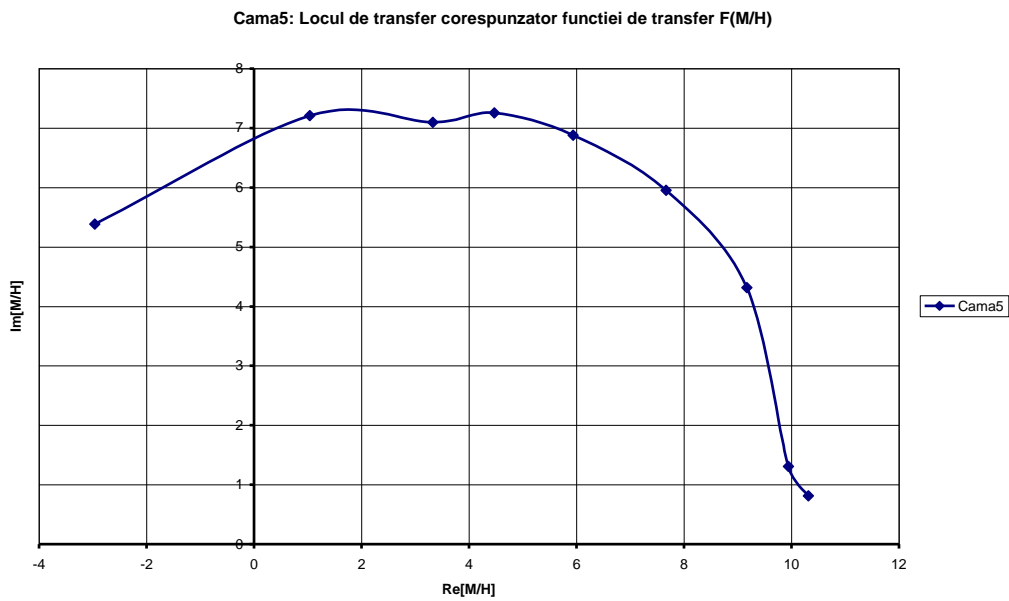


Fig.7.49 Locul de transfer corespunzator functiei de transfer F(M/H)

190 Cercetări experimentale privind comportarea în regim dinamic a turbinei Pelton - 7

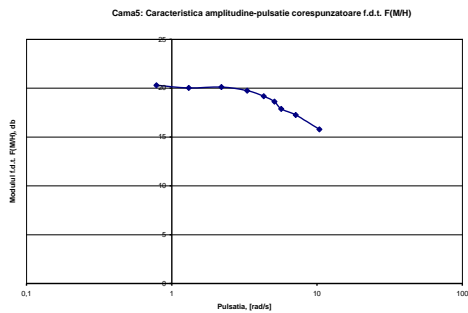


Fig.7.50 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(M/H)

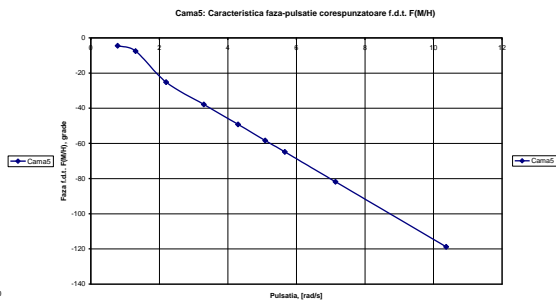


Fig.7.51 Caracteristica fază-pulsatie corespunzatoare f.d.t. F(M/H)

Cama 4:

În acest caz amplitudinea semnalului de la intrare este $A = 4$ mm. Cu această camă am efectuat nouă măsurători cu frecvențe diferite ale semnalului de intrare, de la 0,186 Hz până la 1,275 Hz. În figurile următoare sunt prezentate, pentru frecvența $f = 0,416$ Hz, variațiile în timp ale debitului, căderii, turației și puterii electrice, mărimi direct măsurate în instalația de laborator, precum și ale puterii hidraulice, momentului mecanic și randamentului, mărimi calculate.

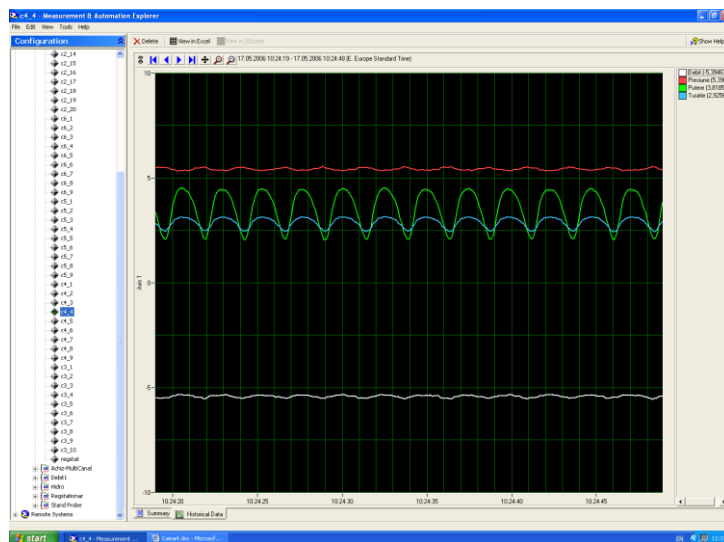


Fig.7.52 Variația în timp real a mărimilor măsurate la $f = 0,416$ Hz

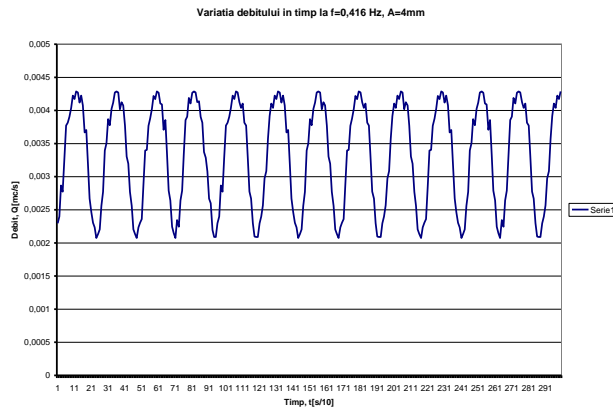


Fig.7.53 Variația debitului în timp la $f = 0,416$ Hz

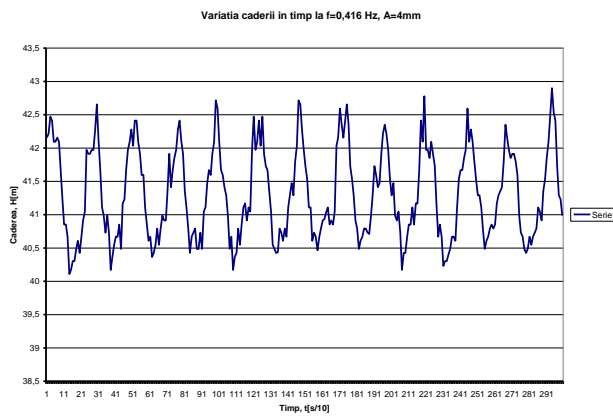


Fig.7.54 Variația căderii în timp la $f = 0,416$ Hz

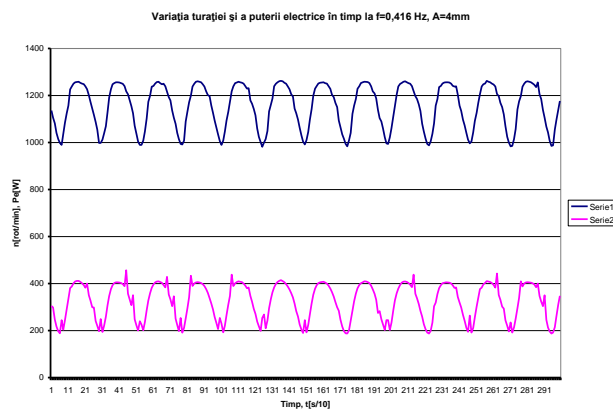


Fig.7.55 Variația turației și a puterii electrice în timp $f = 0,416$ Hz

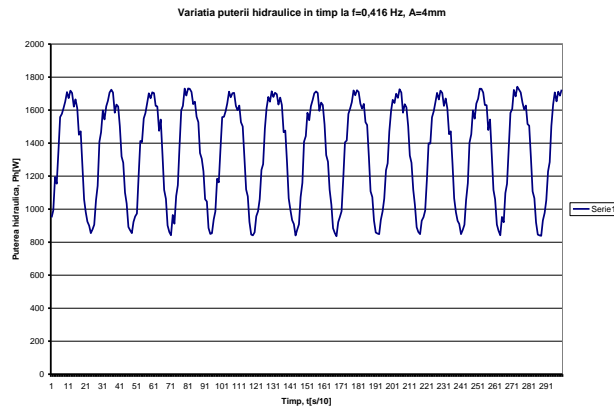


Fig.7.56 Variația puterii hidraulice în timp $f = 0,416$ Hz

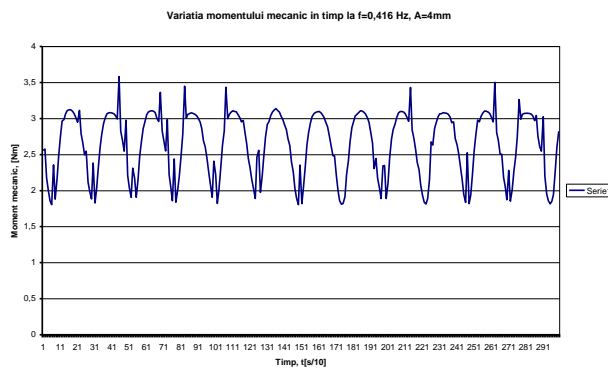


Fig.7.57 Variația momentului mecanic în timp la $f = 0,416$ Hz

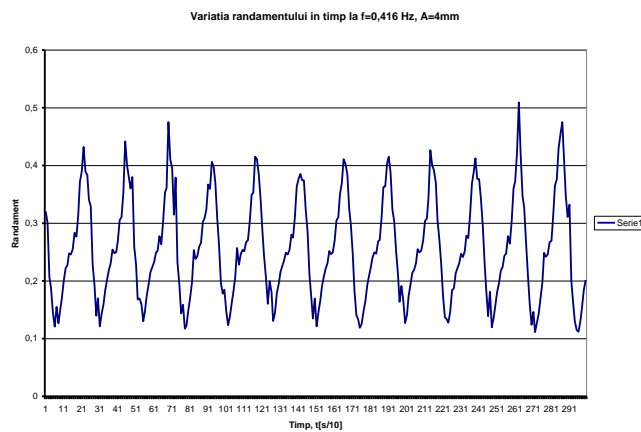


Fig.7.58 Variația randamentului în timp $f = 0,416$ Hz

În continuare, am determinat pentru fiecare din funcțiile de transfer $F(n/Q)$, $F(P_e/Q)$, $F(n/H)$ și $F(P_e/H)$, locul de transfer și caracteristicile amplitudine – pulsație și fază – pulsație. De asemenea, determinând cuplul mecanic la arborele turbinei, am reprezentat locul de transfer și caracteristicile amplitudine – pulsație și faza – pulsație și pentru funcțiile de transfer $F(M/Q)$ și $F(M/H)$.

Cama4: Locul de transfer corespunzator functiei de transfer $F(n/Q)$

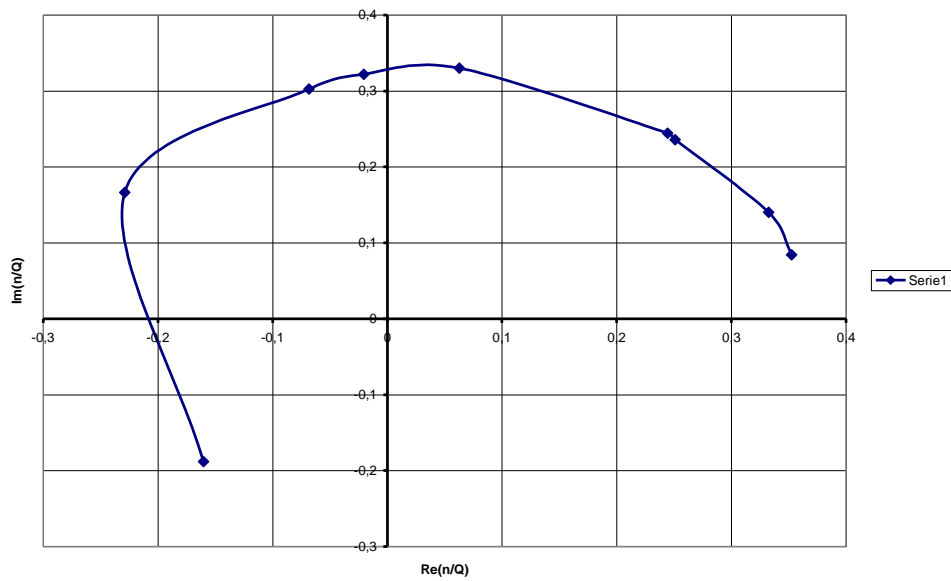


Fig.7.59 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/Q)$

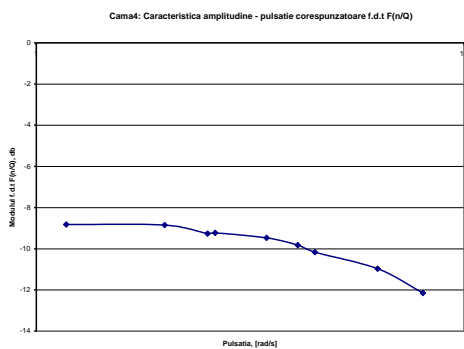


Fig.7.60 Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

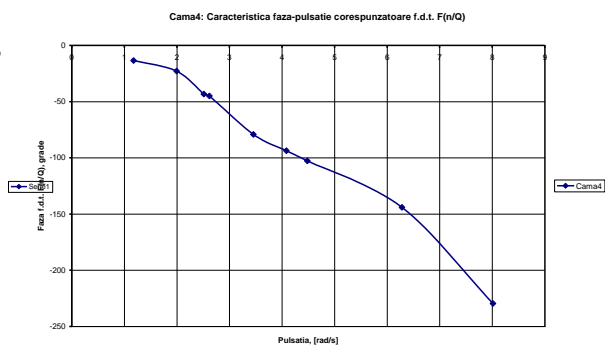


Fig.7.61 Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

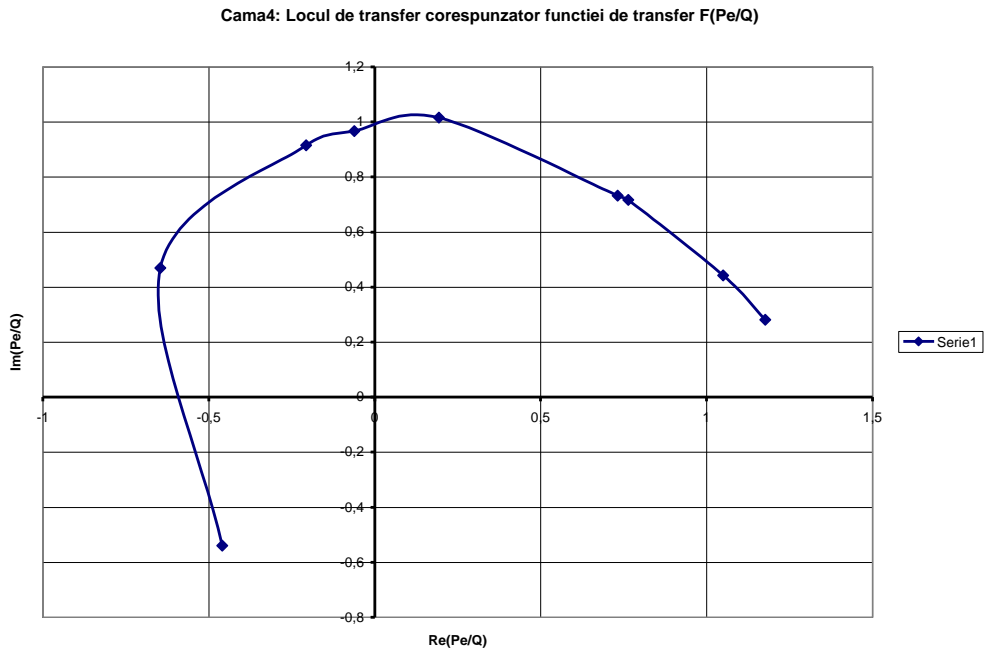


Fig.7.62 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/Q)$

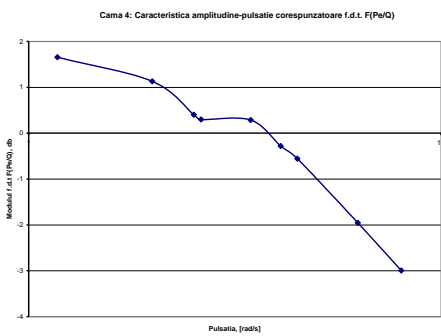


Fig.7.63 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

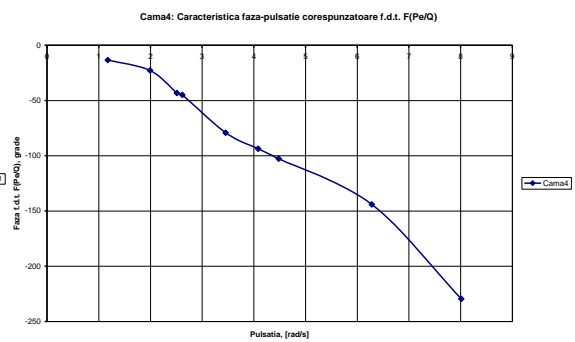


Fig.7.64 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

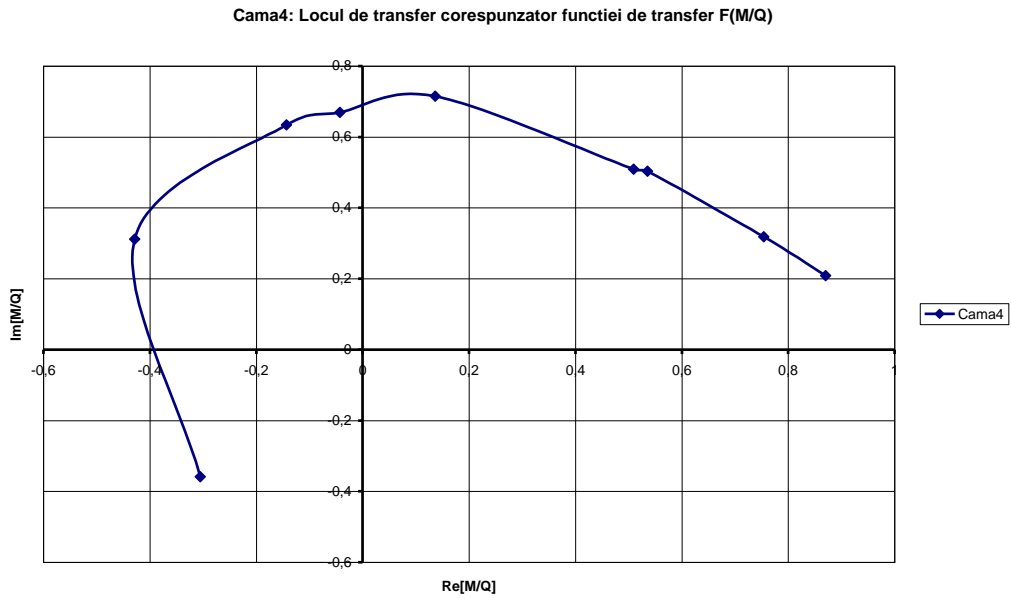


Fig.7.65 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(M/Q)$

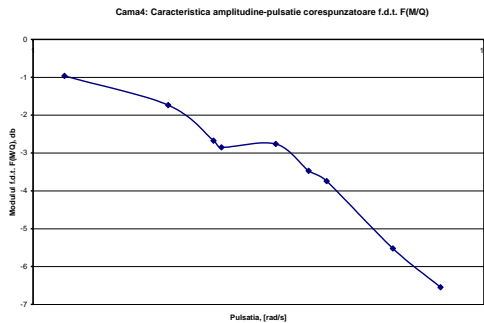


Fig.7.66 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(M/Q)$

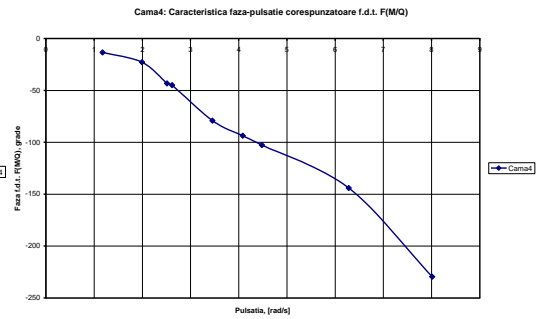


Fig.7.67 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(M/Q)$

Cama4: Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/H)$

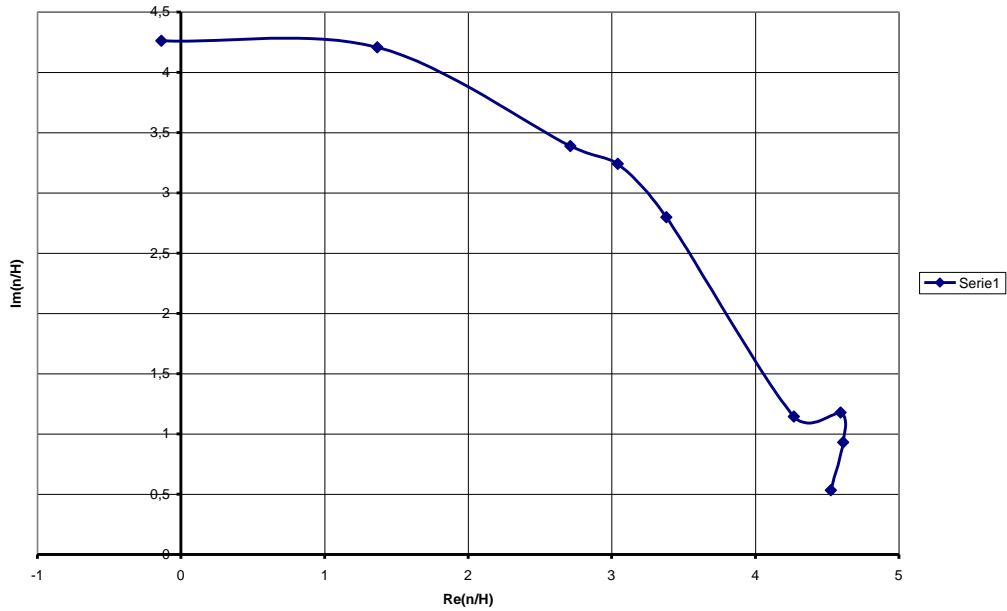


Fig.7.68 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/H)$

Cama 4: Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

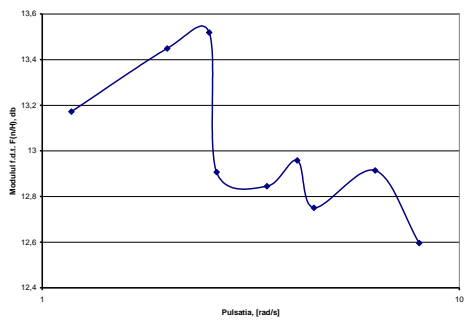


Fig.7.69 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

Cama4: Caracteristica faza-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$



Fig.7.70 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

Cama4: Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/H)$

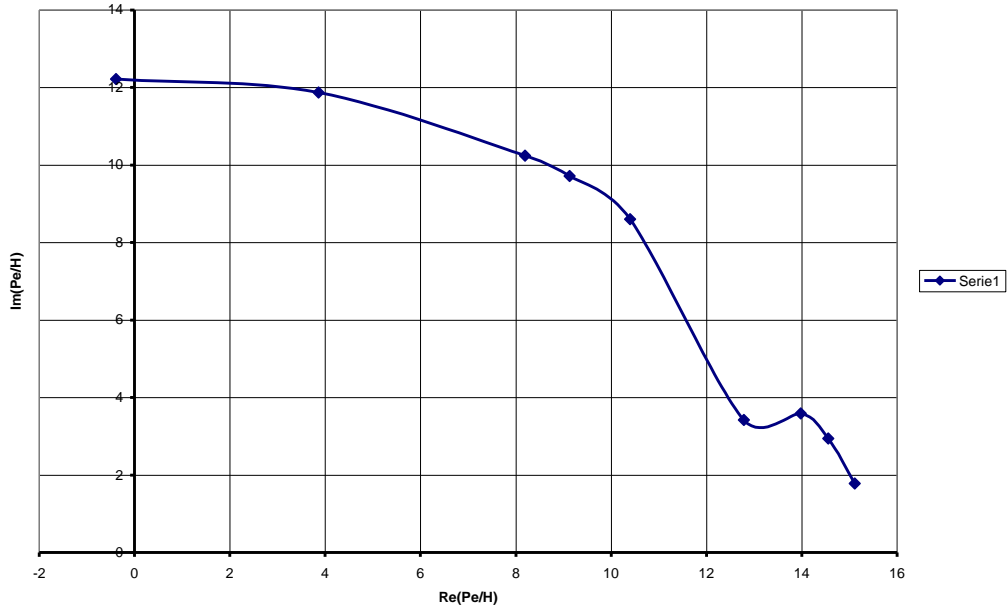


Fig.7.71 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/H)$

Cama4: Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

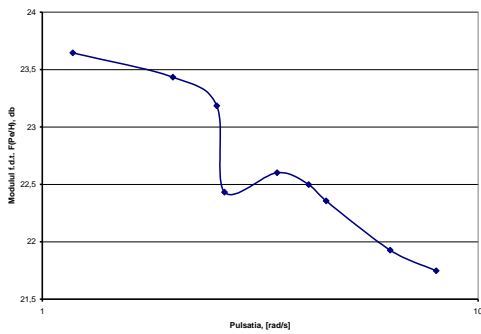


Fig.7.72 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

Cama4: Caracteristica faza-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

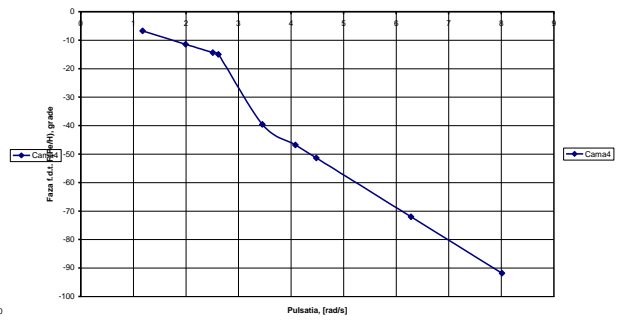


Fig.7.73 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

Cama4: Locul de transfer corespunzător f.d.t. F(M/H)

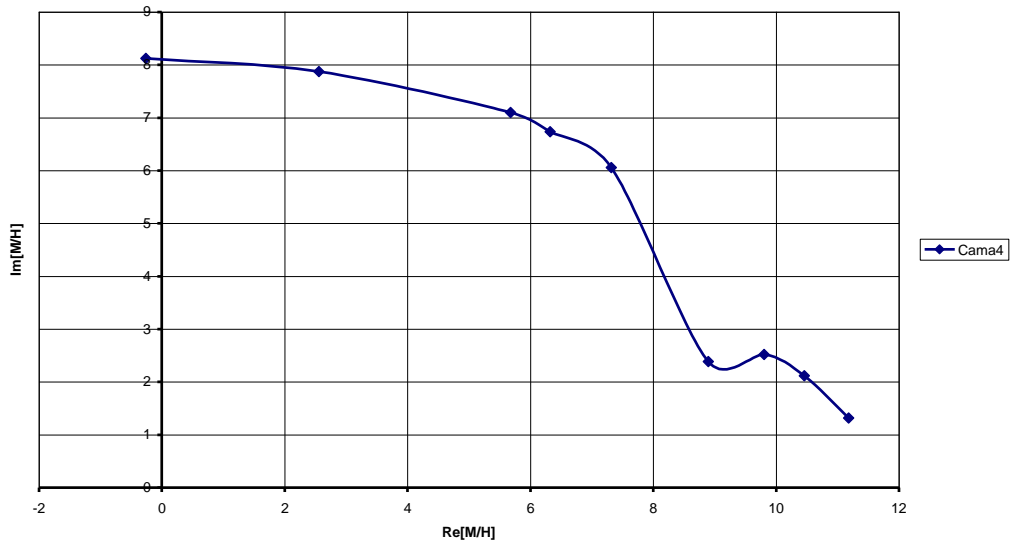


Fig.7.74 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer F(M/H)

Cama4: Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/H)

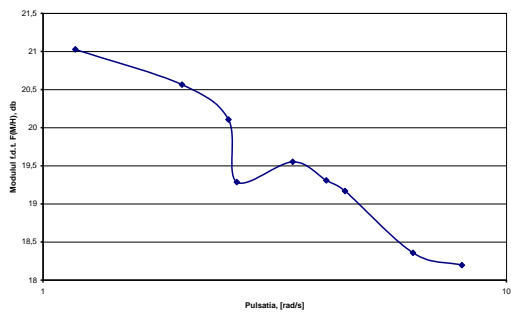


Fig.7.75 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/H)

Cama4: Caracteristica faza-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/H)

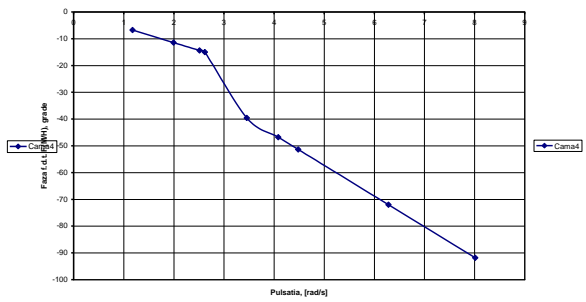


Fig.7.76 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/H)

Cama 3:

În acest caz amplitudinea semnalului de la intrare este $A = 3$ mm. Cu această camă am efectuat nouă măsurători cu frecvențe diferite ale semnalului de intrare, de la 0,316 Hz până la 0,95 Hz. În figurile următoare sunt prezentate, pentru frecvența $f = 0,75$ Hz, variațiile în timp ale debitului, căderii, turației și puterii electrice, mărimi direct măsurate în instalația de laborator, precum și ale puterii hidraulice, momentului mecanic și randamentului, mărimi calculate.

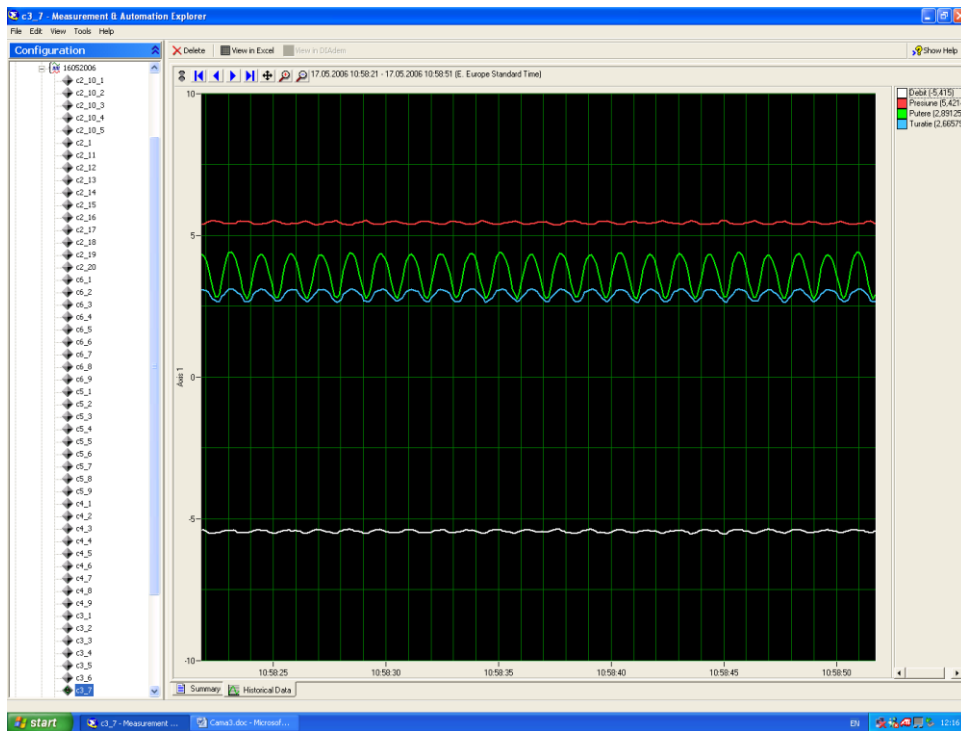


Fig.7.77 Variația în timp real a mărimilor măsurate la $f = 0,75$ Hz

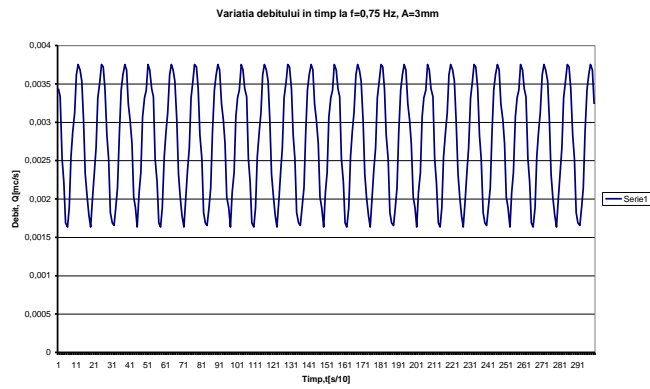


Fig.7.78 Variația debitului în timp la $f = 0,75$ Hz

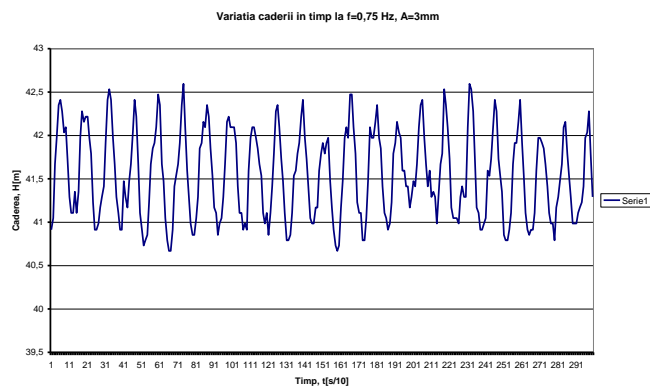


Fig.7.79 Variația căderii în timp la $f = 0,75$ Hz

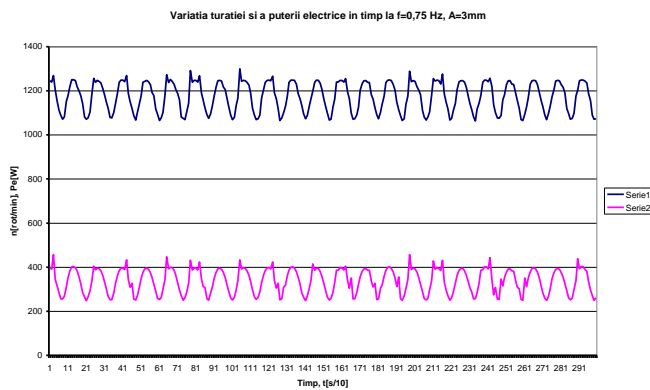


Fig.7.80 Variația turației și a puterii electrice în timp $f = 0,75$ Hz

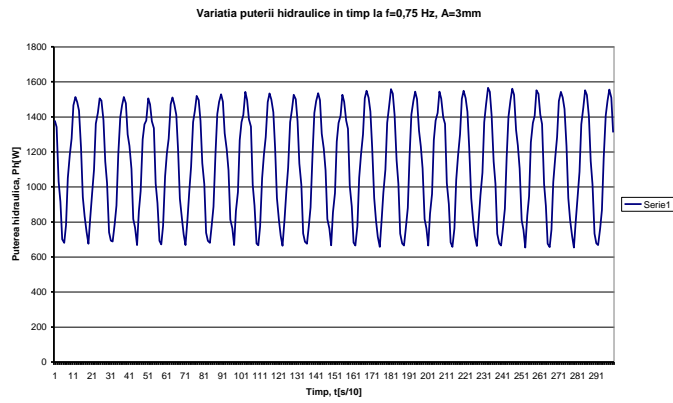


Fig.7.81 Variația puterii hidraulice în timp $f = 0,75$ Hz

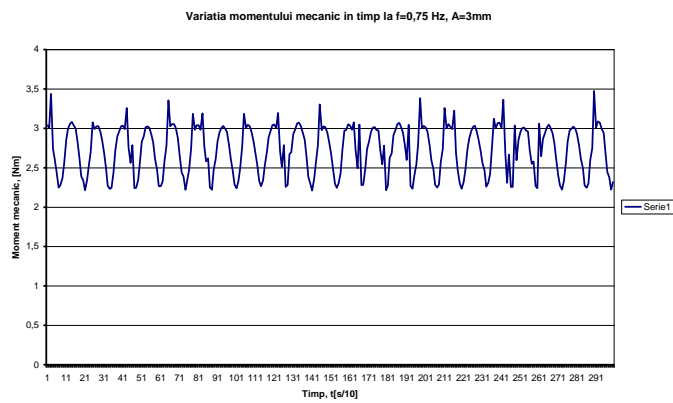


Fig.7.82 Variația momentului mecanic în timp la $f = 0,75$ Hz

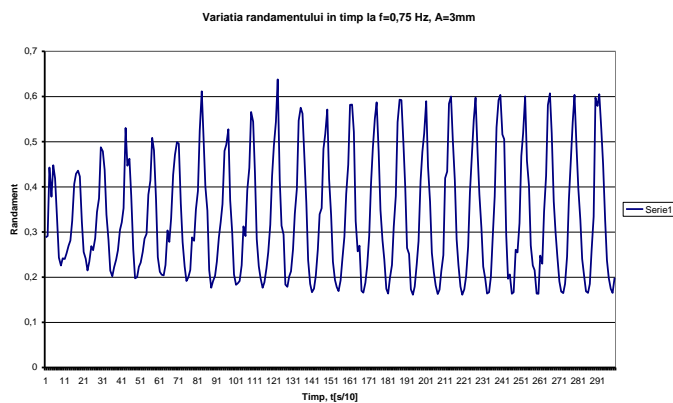


Fig.7.83 Variația randamentului în timp $f = 0,75$ Hz

În continuare, am determinat pentru fiecare din funcțiile de transfer $F(n/Q)$, $F(P_e/Q)$, $F(n/H)$ și $F(P_e/H)$, locul de transfer și caracteristicile amplitudine - pulsație și fază - pulsație. De asemenea, determinând cuplul mecanic la arborele turbinei, am reprezentat locul de transfer și caracteristicile amplitudine - pulsație și faza - pulsație și pentru funcțiile de transfer $F(M/Q)$ și $F(M/H)$.

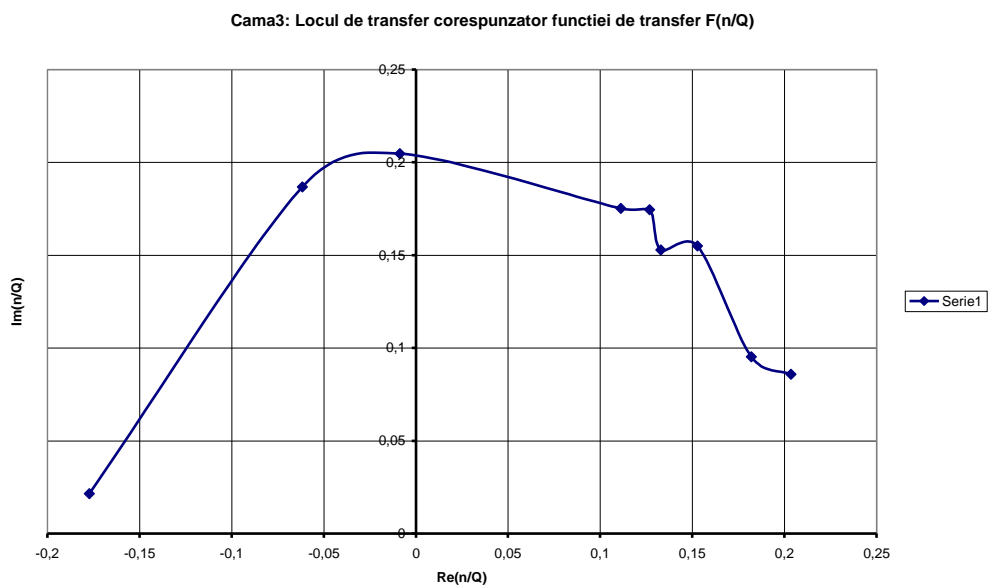


Fig.7.84 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/Q)$

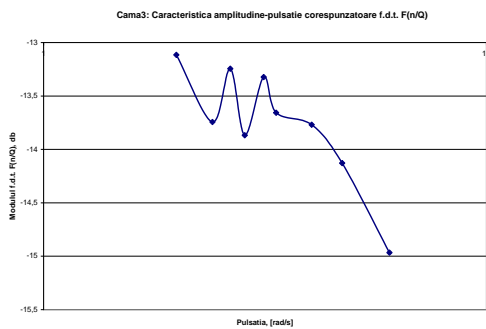


Fig.7.85 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

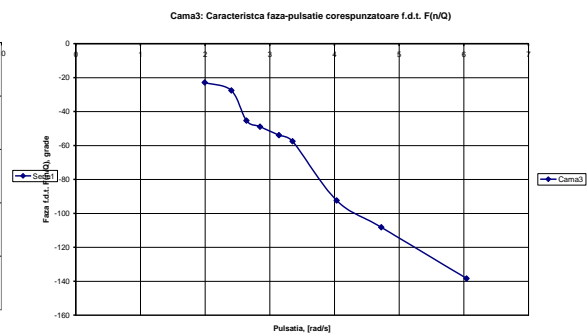


Fig.7.86 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

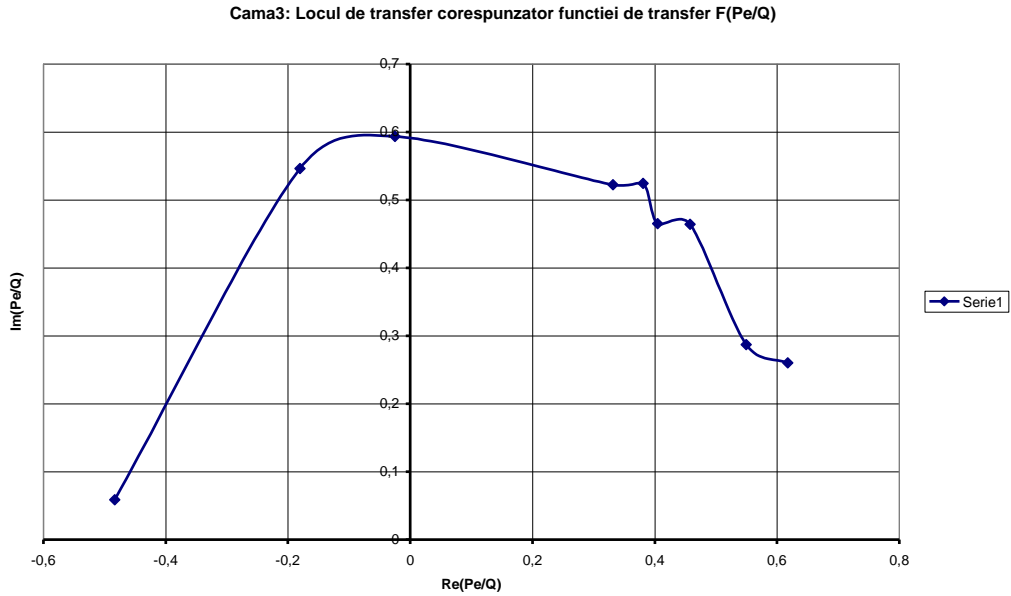


Fig.7.87 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/Q)$

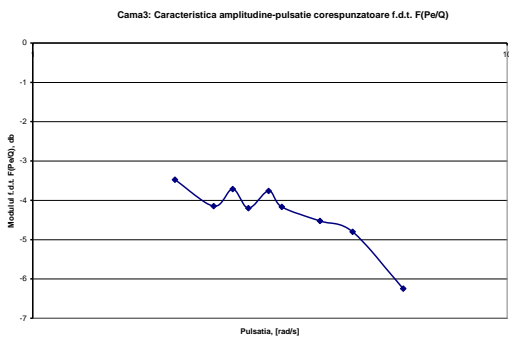


Fig.7.88 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

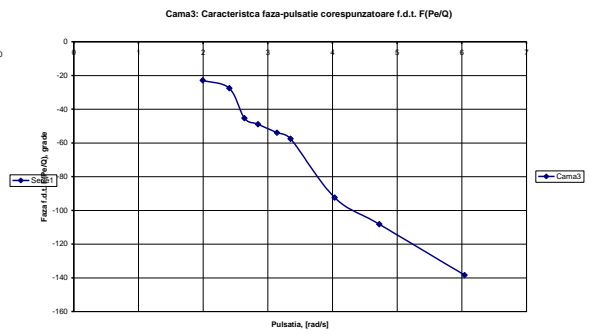


Fig.7.89 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

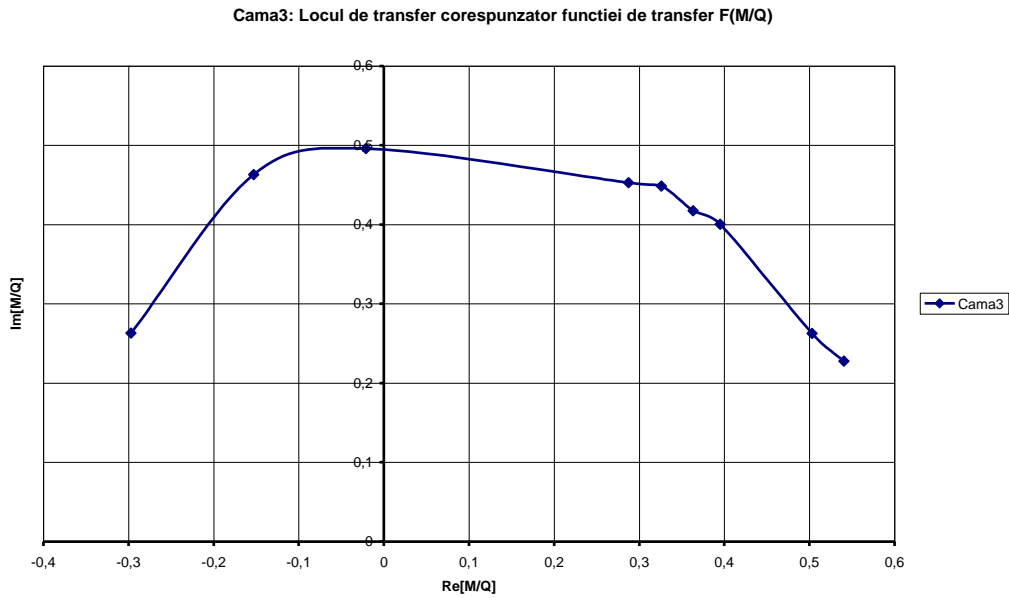


Fig.7.90 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(M/Q)$

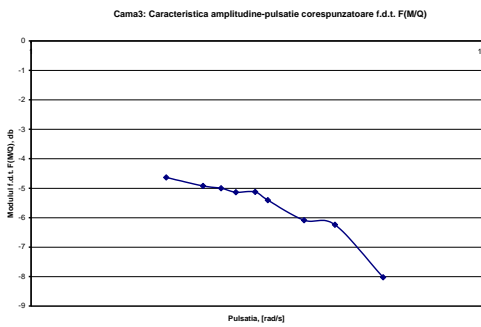


Fig.7.91 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(M/Q)$

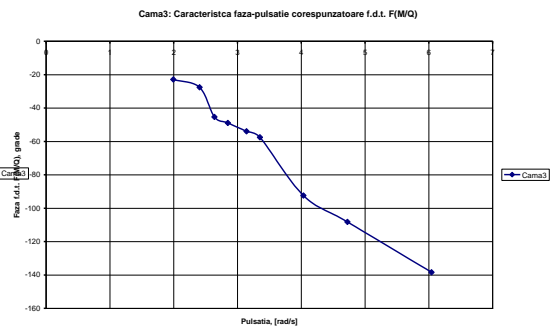


Fig.7.92 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(M/Q)$

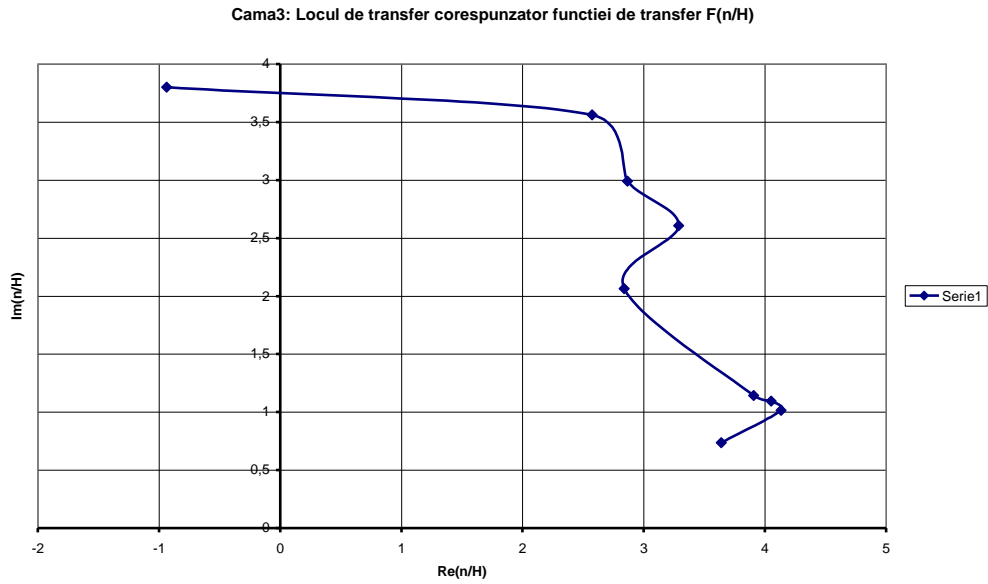


Fig.7.93 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer F(n/H)

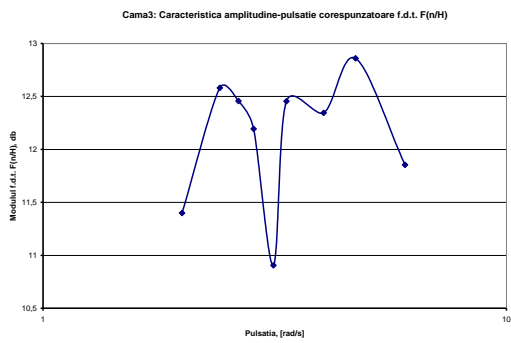


Fig.7.96 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(n/H)

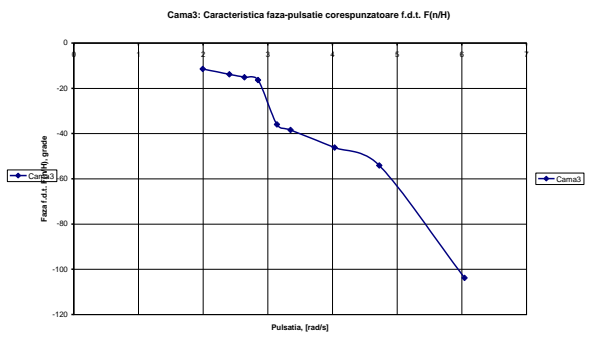


Fig.7.97 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(n/H)

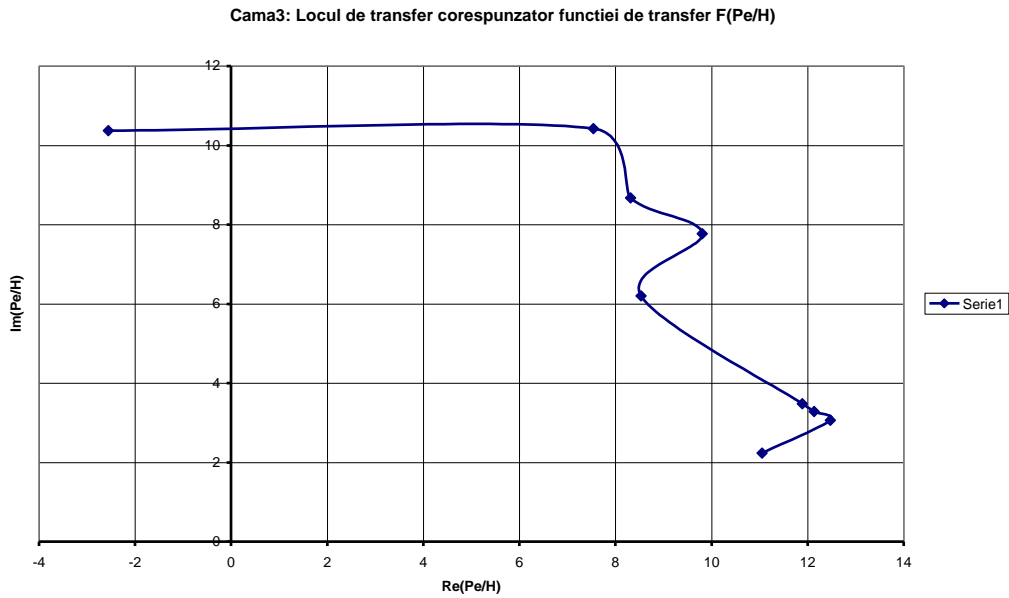


Fig.7.98 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/H)$

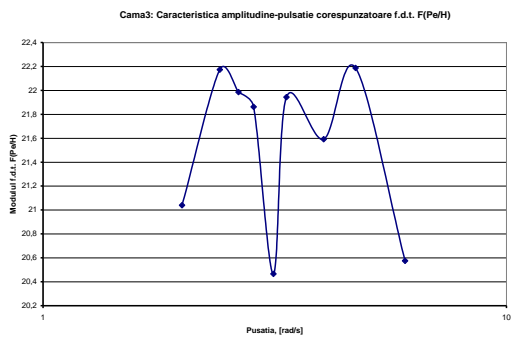


Fig.7.99 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

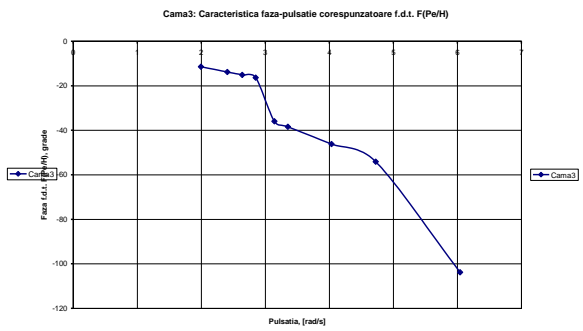


Fig.7.100 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

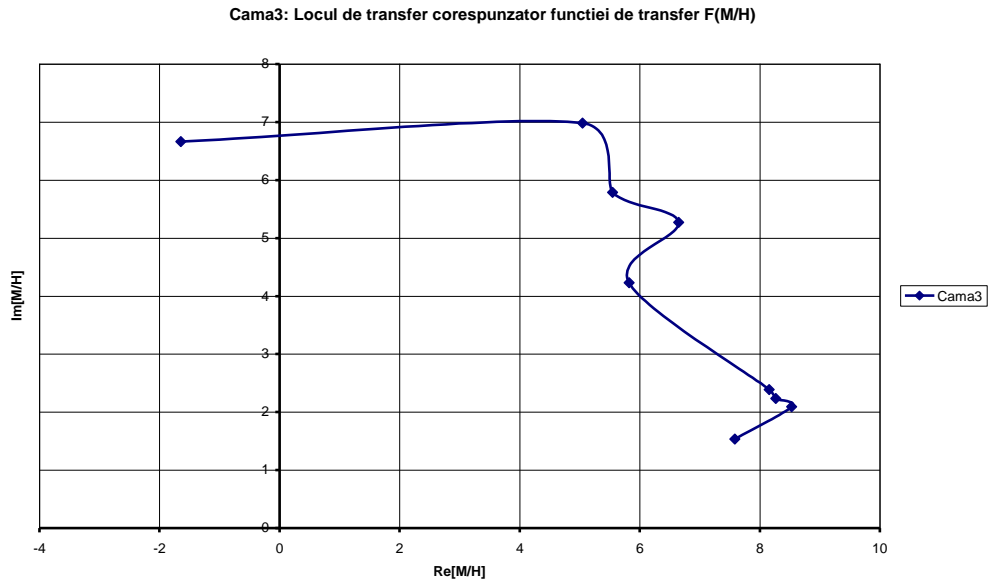


Fig.7.101 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer F(M/H)

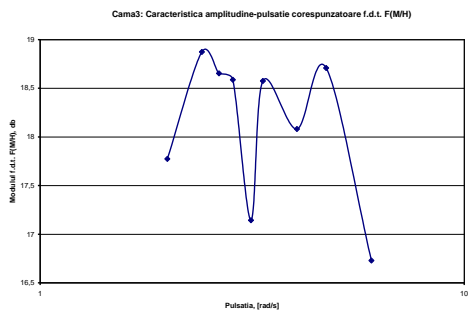


Fig.7.102 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/H)

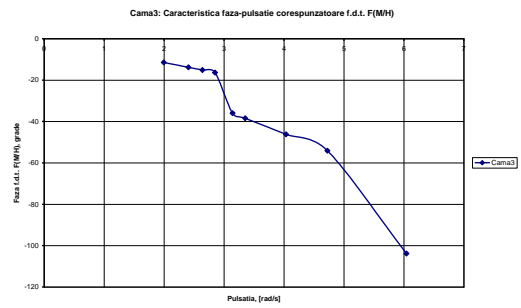


Fig.7.103 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/H)

Cama 2:

În acest caz amplitudinea semnalului de la intrare este $A = 2$ mm. Cu această camă am efectuat nouă măsurători cu frecvențe diferite ale semnalului de intrare, de la 0,2 Hz până la 1,18 Hz. În figurile următoare sunt prezentate, pentru frecvența $f = 0,65$ Hz, variațiile în timp ale debitului, căderii, turației și puterii electrice, mărimi direct măsurate în instalația de laborator, precum și ale puterii hidraulice, momentului mecanic și randamentului, mărimi calculate.

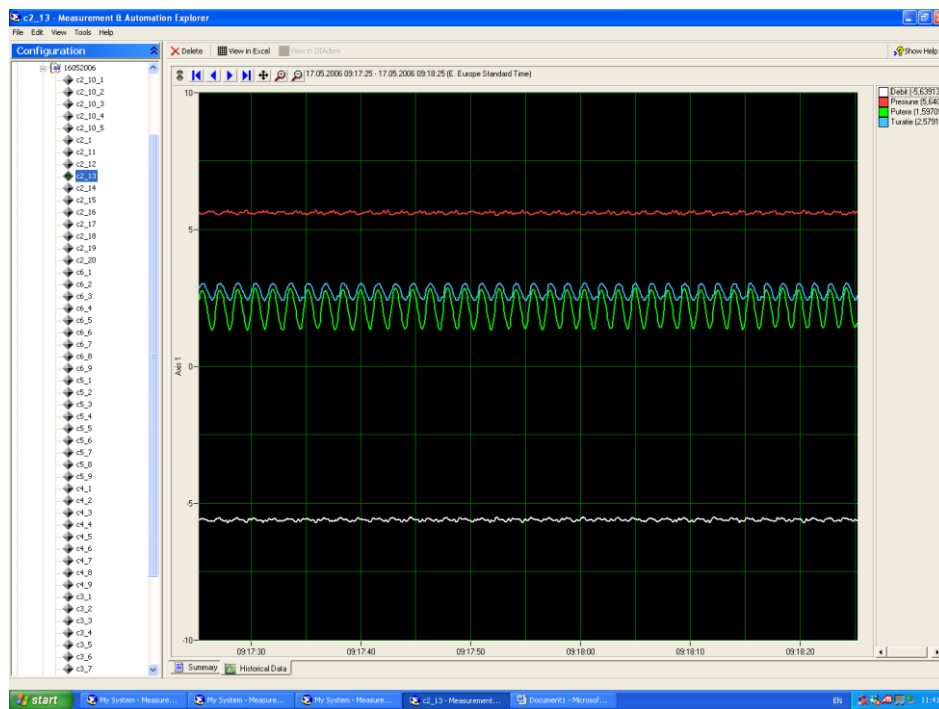


Fig.7.104 Variația în timp real a mărimilor măsurate la $f = 0,65$ Hz.

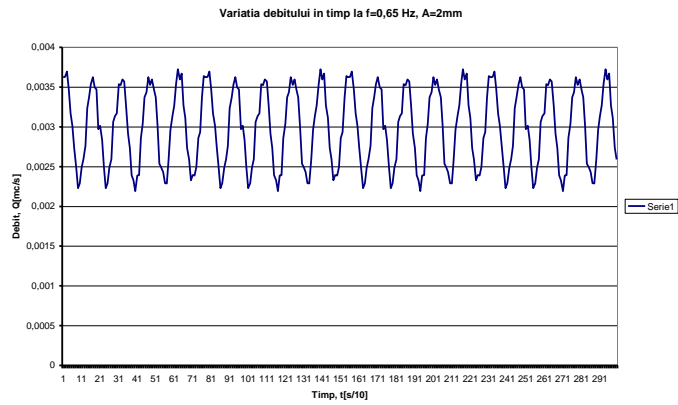


Fig.7.105 Variația debitului în timp la $f = 0,65$ Hz

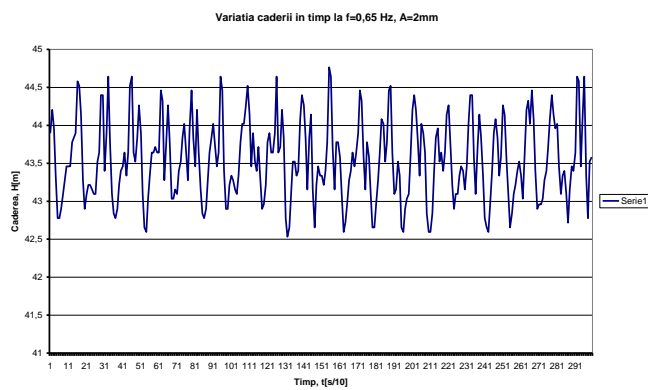


Fig.7.106 Variația căderii în timp la $f = 0,65$ Hz

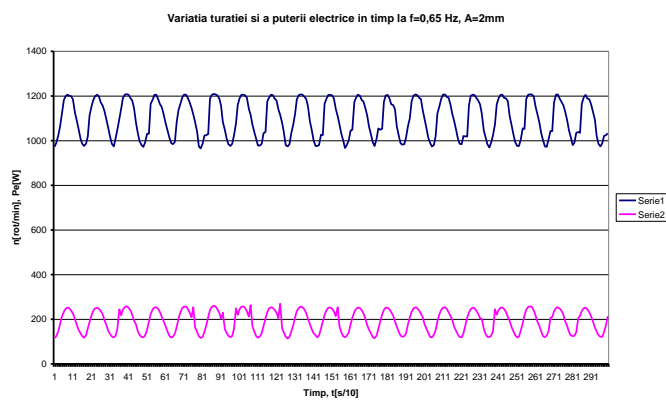


Fig.7.107 Variația turăției și a puterii electrice în timp $f = 0,65$ Hz

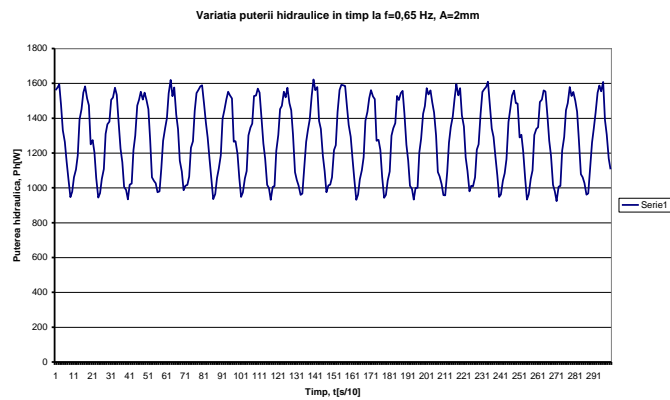


Fig.7.108 Variația puterii hidraulice în timp $f = 0,65$ Hz

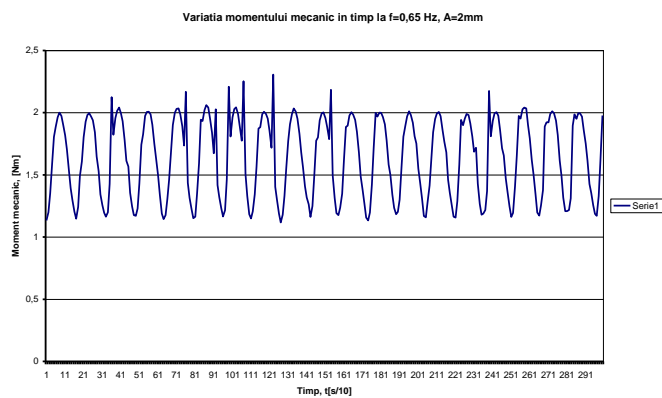


Fig.7.109 Variația momentului mecanic în timp $f = 0,65$ Hz

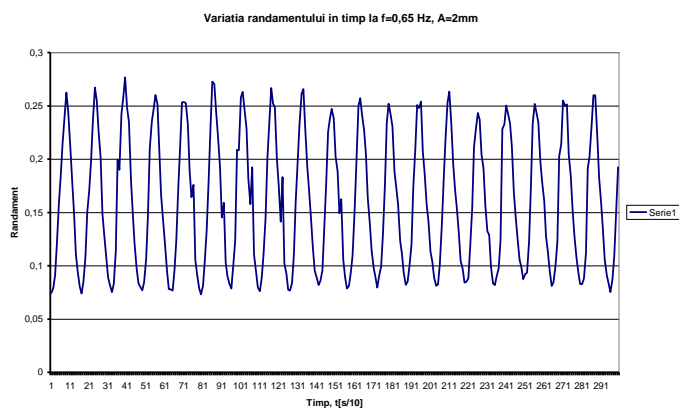


Fig.7.110 Variația randamentului în timp $f = 0,65$ Hz

În continuare, am determinat pentru fiecare din funcțiile de transfer $F(n/Q)$, $F(P_e/Q)$, $F(n/H)$ și $F(P_e/H)$, locul de transfer și caracteristicile amplitudine – pulsație și fază – pulsație. De asemenea, determinând cuplul mecanic la arborele turbinei, am reprezentat locul de transfer și caracteristicile amplitudine – pulsație și faza – pulsație și pentru funcțiile de transfer $F(M/Q)$ și $F(M/H)$.

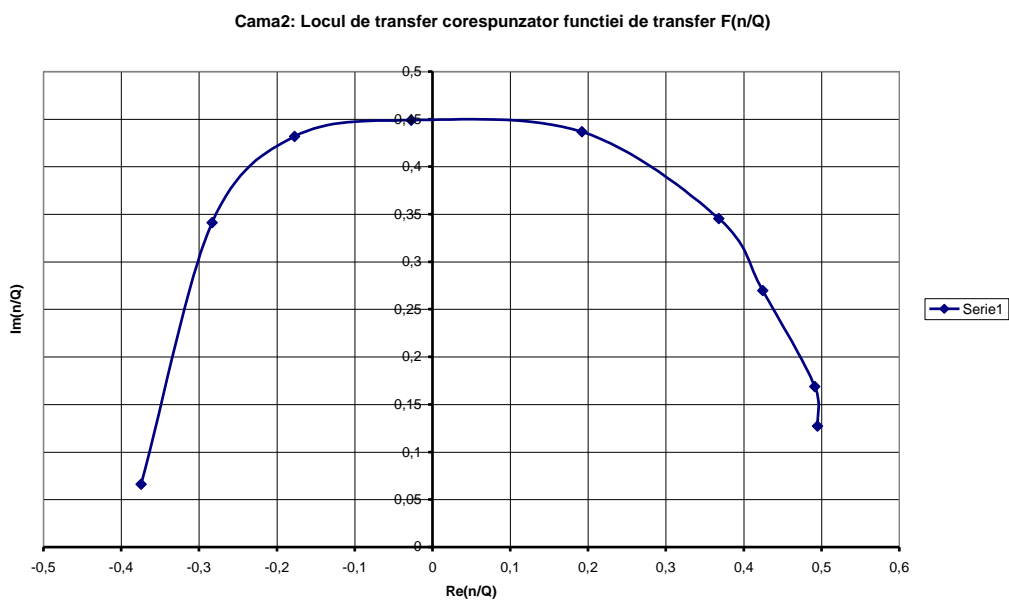


Fig.7.111 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/Q)$

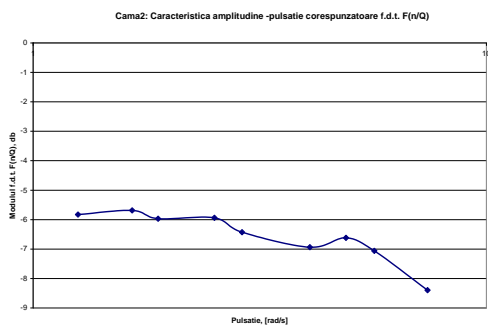


Fig.7.112 Caracteristica amplitudine-pulsație corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

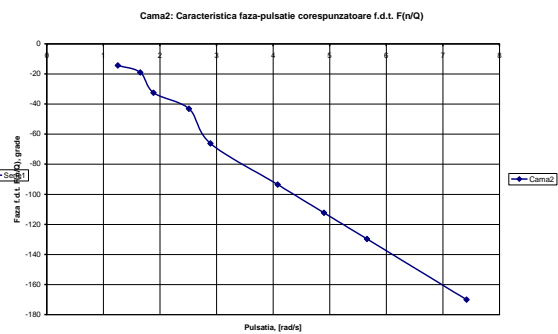


Fig.7.113 Caracteristica fază-pulsație corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

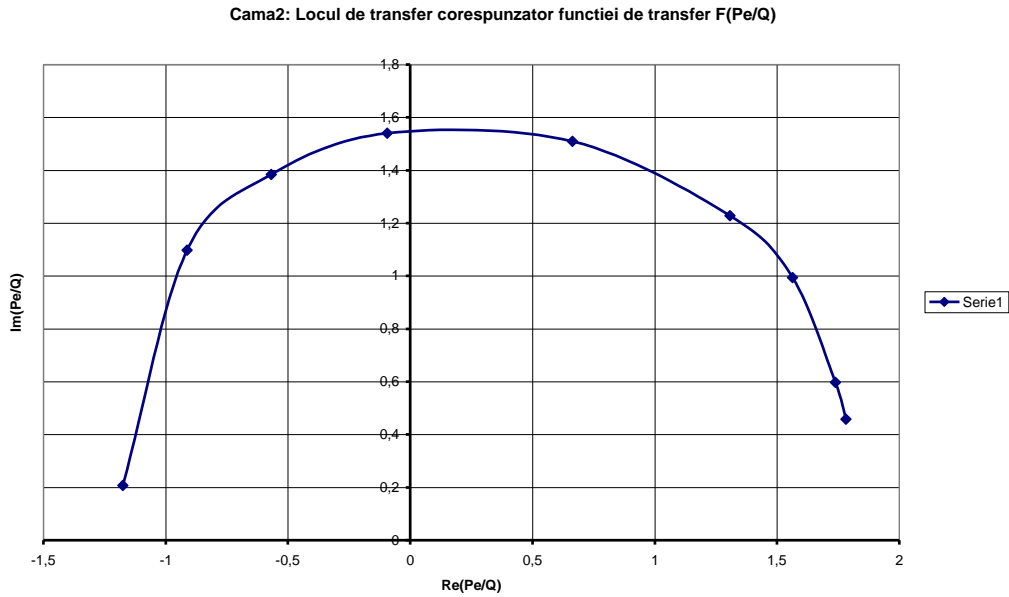


Fig.7.114 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/Q)$

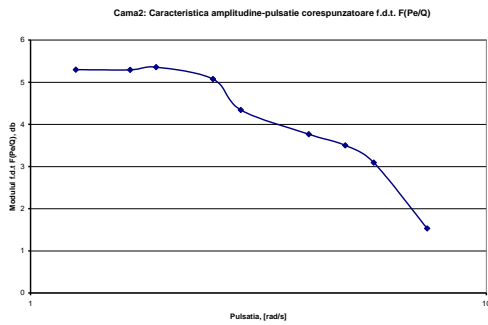


Fig.7.115 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

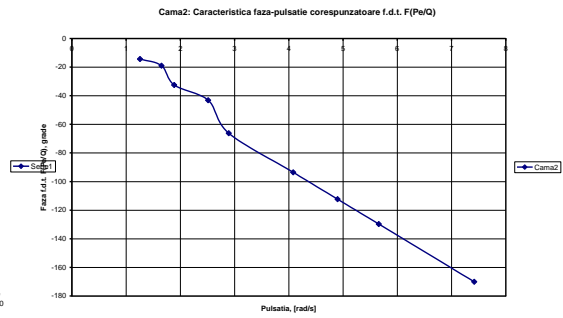


Fig.7.116 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

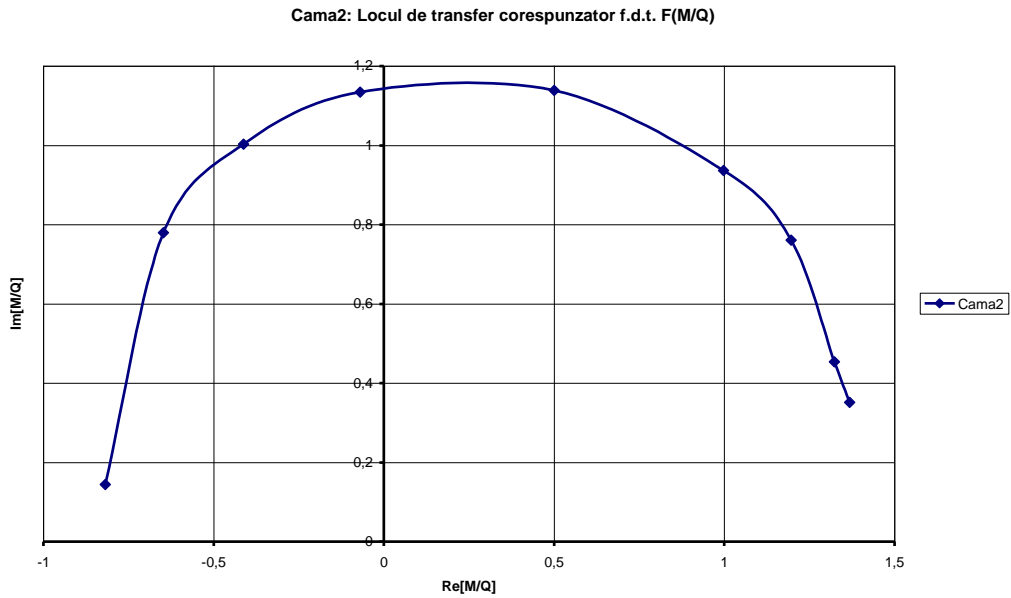


Fig.7.117 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/Q)$

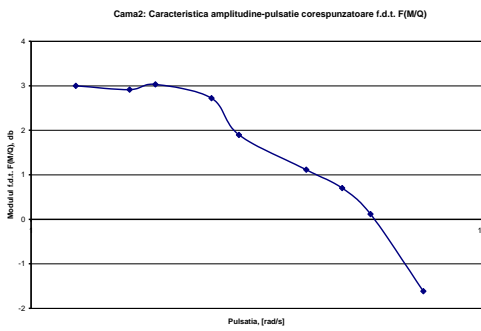


Fig.7.118 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(M/Q)$

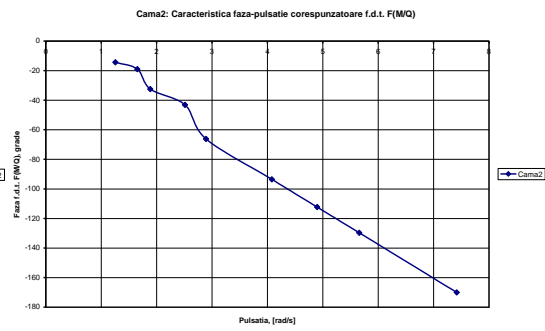


Fig.7.119 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(M/Q)$

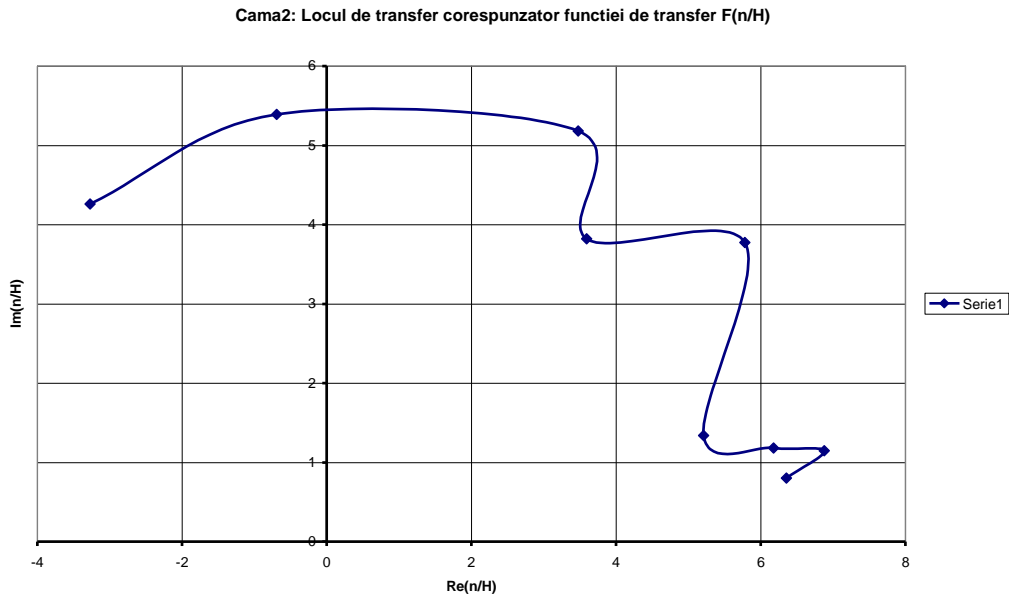


Fig.7.120 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(n/H)$

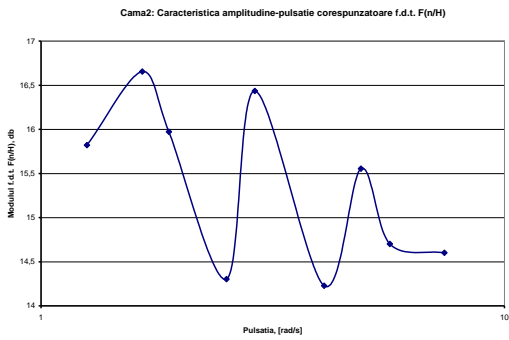


Fig.7.121 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

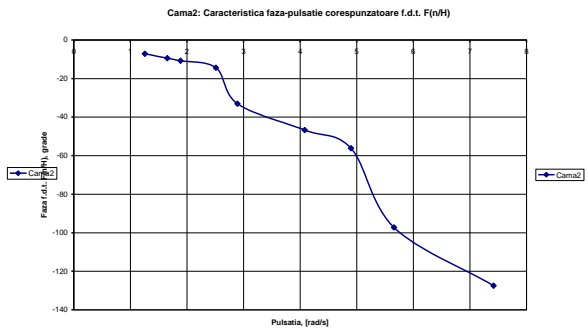


Fig.7.122 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

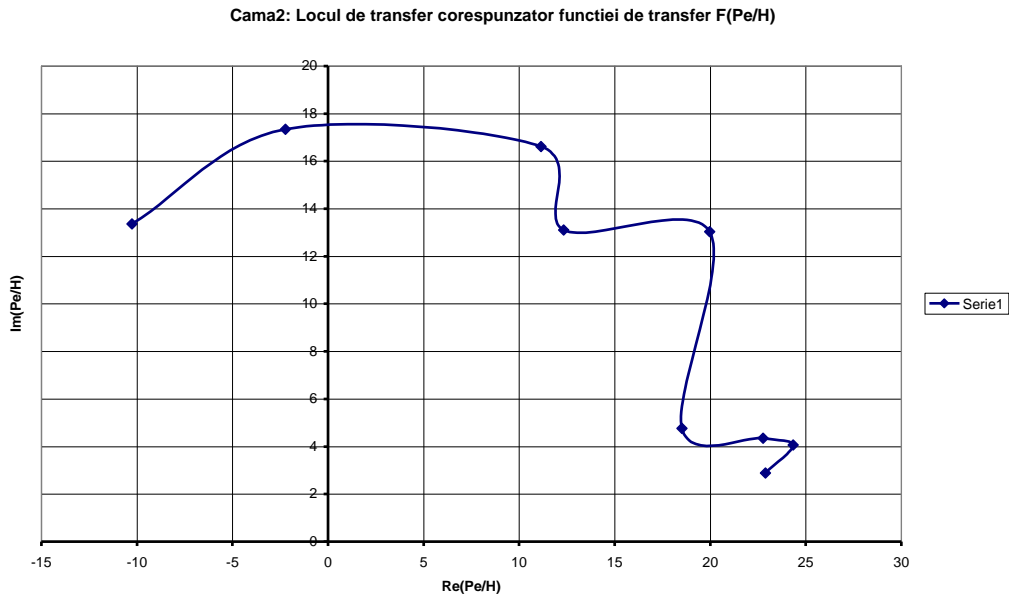


Fig.7.123 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer $F(P_e/H)$

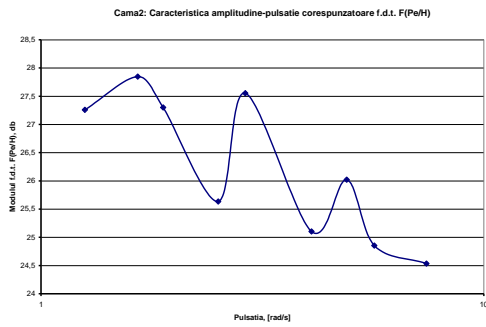


Fig.7.124 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

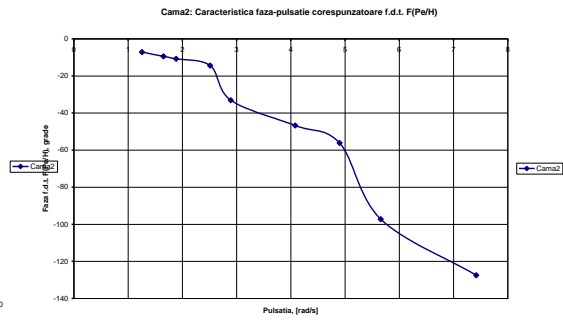


Fig.7.125 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

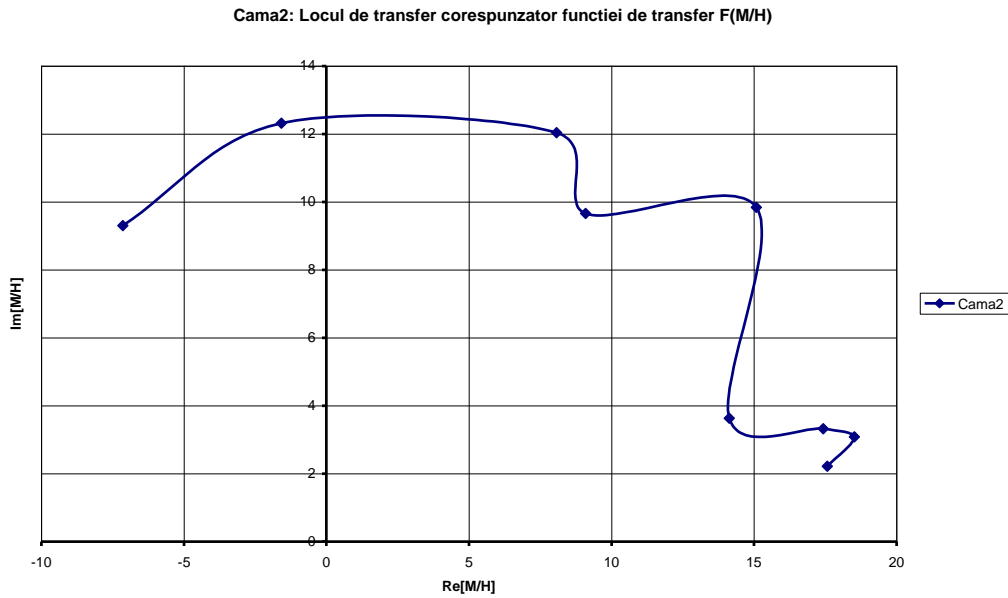


Fig.7.126 Locul de transfer corespunzător funcției de transfer F(M/H)

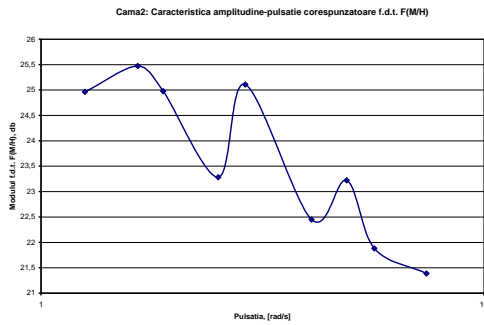


Fig.7.127 Caracteristica amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/H)

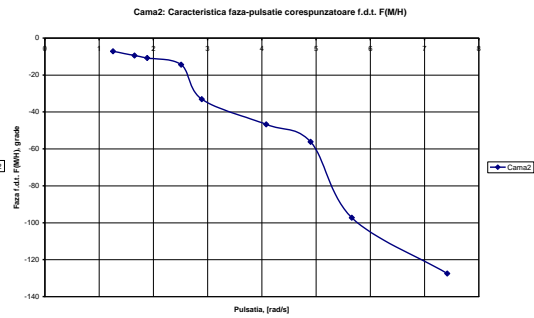


Fig.7.128 Caracteristica fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. F(M/H)

În continuare voi reprezenta locurile de transfer corespunzătoare celor 4 funcții de transfer obținute pentru cele cinci amplitudini ale semnalului de intrare. De asemenea voi reprezenta caracteristicile amplitudine-pulsatie și fază-pulsatie pentru cele cinci amplitudini ale semnalului la intrare.

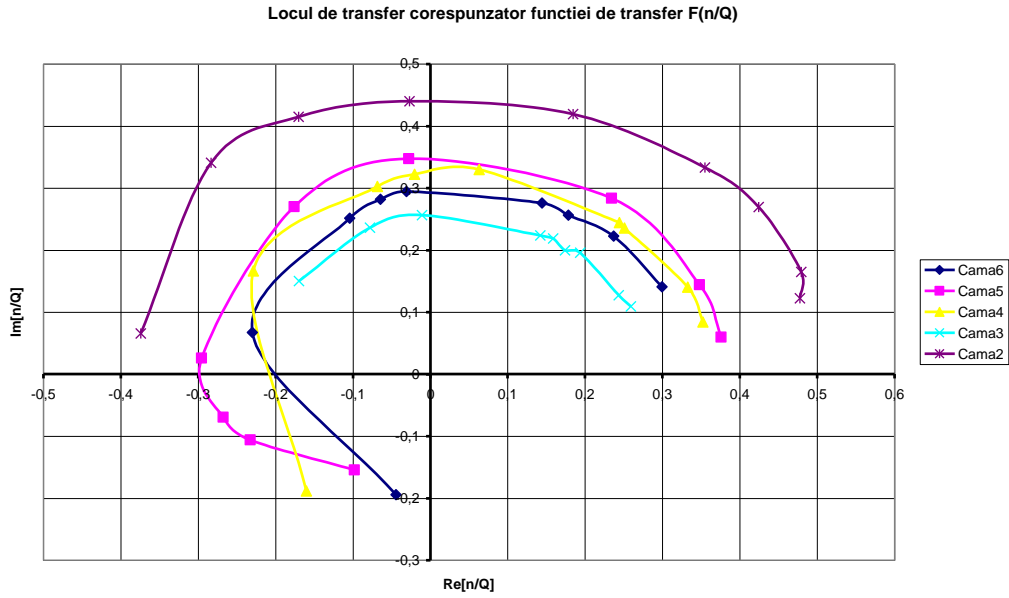


Fig.7.129 Suprapunerea locurilor de transfer corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$ la cinci amplitudini diferite ale semnalului de intrare

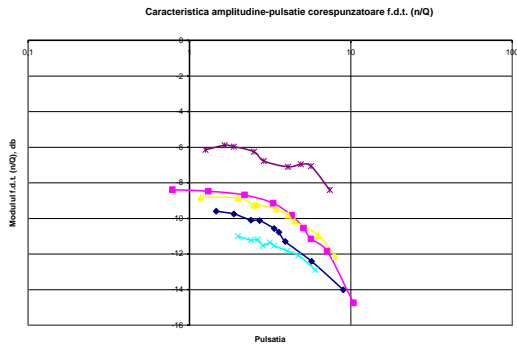


Fig.7.130 Suprapunerea caracteristicilor amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

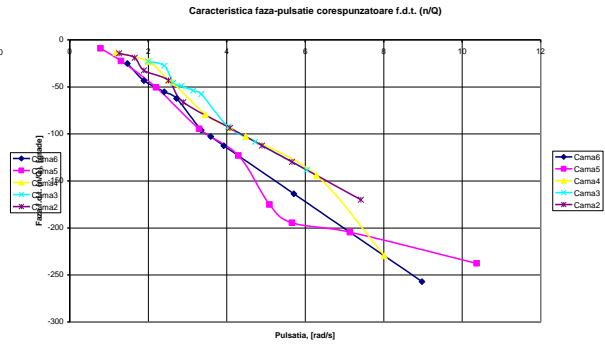


Fig.7.131 Suprapunerea caracteristicilor fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/Q)$

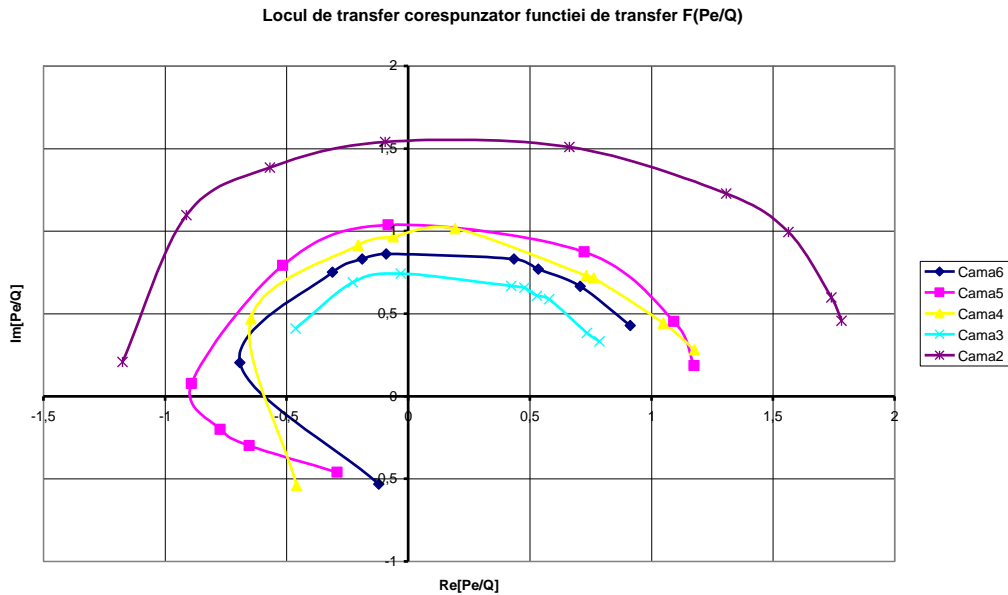


Fig.7.132 Suprapunerea locurilor de transfer corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$ la cinci amplitudini diferite ale semnalului de intrare

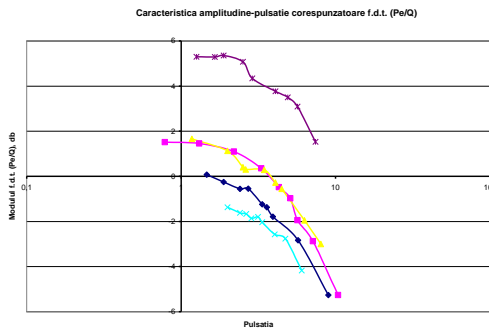


Fig.7.133 Suprapunerea caracteristicilor amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

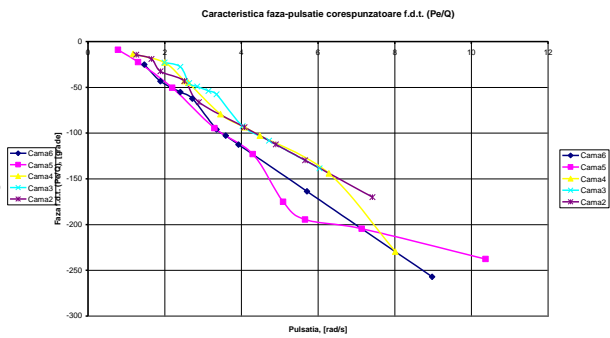


Fig.7.134 Suprapunerea caracteristicilor fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/Q)$

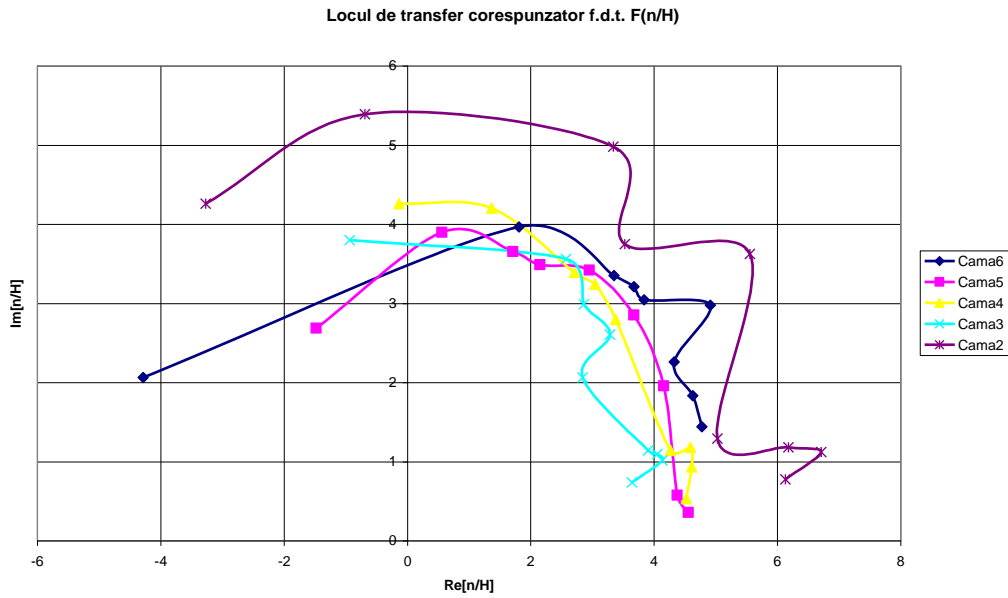


Fig.7.135 Suprapunerea locurilor de transfer corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$ la cinci amplitudini diferite ale semnalului de intrare

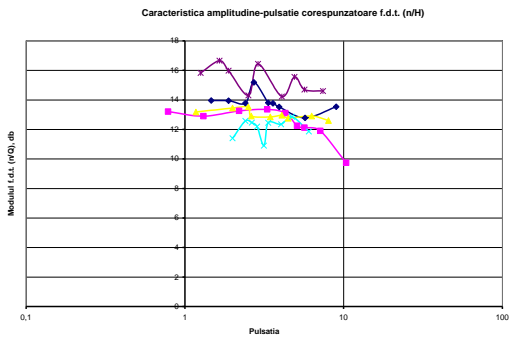


Fig.7.136 Suprapunerea caracteristicilor amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

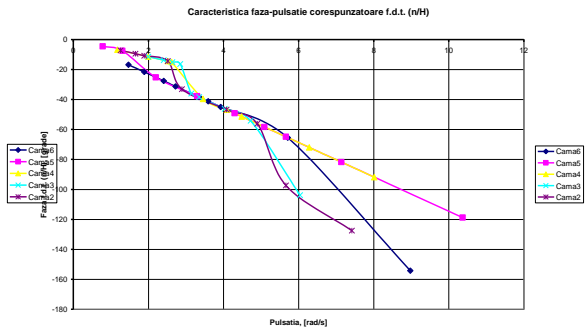


Fig.7.137 Suprapunerea caracteristicilor fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(n/H)$

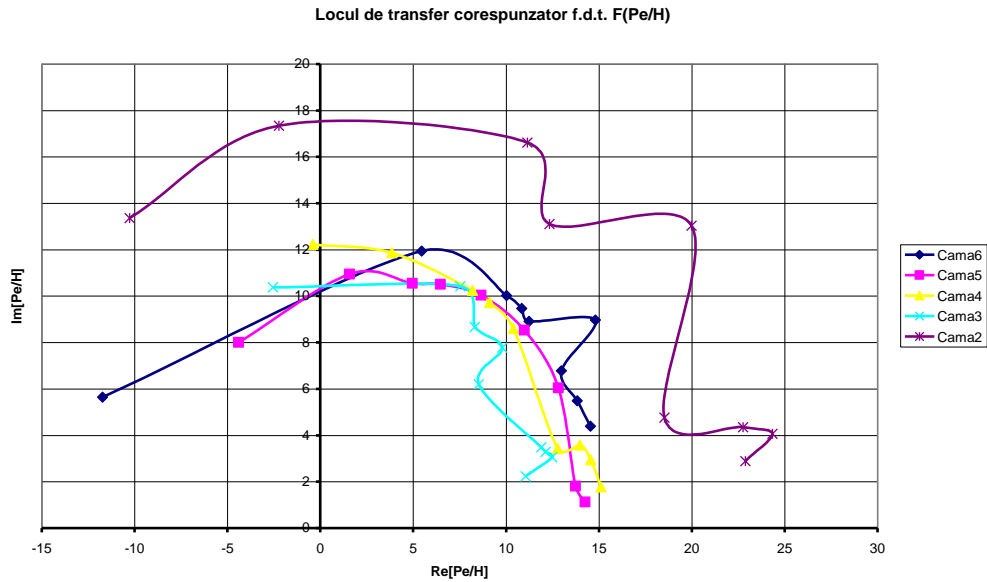


Fig.7.138 Suprapunerea locurilor de transfer corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$ la cinci amplitudini diferite ale semnalului de intrare

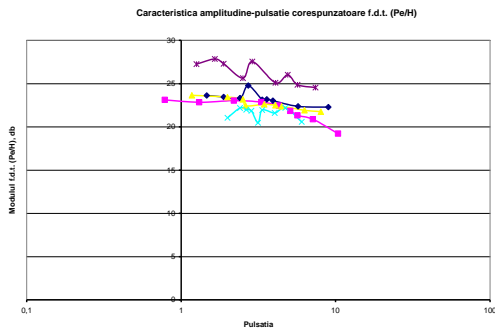


Fig.7.139 Suprapunerea caracteristicilor amplitudine-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

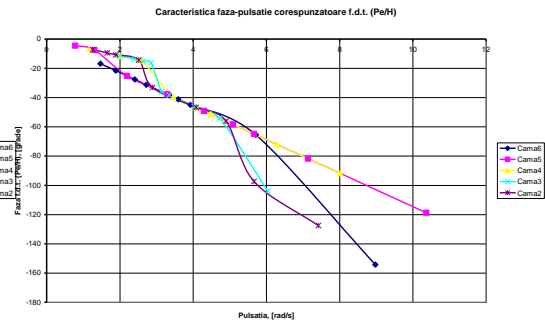


Fig.7.140 Suprapunerea caracteristicilor fază-pulsatie corespunzătoare f.d.t. $F(P_e/H)$

CONCLUZII

Tematica tezei de doctorat cu titlul "*Identificarea dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton*" a impus atingerea unor obiective specifice, dintre care se pot enumera:

- Efectuarea unor studii legate de identificarea dinamică a sistemelor pentru cunoașterea exactă sau aproximarea suficient de bună a caracteristicilor funcționale ale instalației automatizate, exprimate prin relațiile de dependență între mărimile de intrare și ieșire ale acesteia;
- Deoarece pentru determinarea experimentală a caracteristicilor dinamice se disting trei categorii de metode, este necesară stabilirea metodei de identificare folosită pe baza analizei avantajelor și dezavantajelor pe care le prezintă fiecare dintre acestea;
- Prin stabilirea metodei de identificare cu semnale de probă sinusoidale a fost necesară proiectarea și realizarea unui dispozitiv care să permită variația mărimii de intrare a procesului după o lege sinusoidală;
- Realizarea unor studii asupra determinării funcțiilor de transfer a hidroagregatelor cu turbine hidraulice tangențiale de tip Pelton;
- Proiectarea și realizarea unor modele experimental-demonstrative și integrarea lor într-un stand de testare adecvat, cât și realizarea unor măsurători experimentale specifice cu ajutorul cărora să poată fi ridicate caracteristicile dinamice ale instalației studiate.

Obiectul de studiu al tezei de doctorat este evident turbina hidraulică tangențială de tip Pelton și comportarea acesteia în regimuri nestaționare.

Un aspect specific al modelării turbinelor Pelton este faptul că datorită modificării periodice a poziției relative dintre jetul de apă și paleta în formă de cupă, curgerea este nestaționară și cu suprafață liberă. În literatura de specialitate din ultimii ani se constată o creștere a interesului pentru analiza numerică a jetului provenit din injectorul turbinei Pelton precum și a curgerii nestaționare cu suprafață liberă pe paleta în formă de cupă a turbinei. În capitolul 1, legat de analiza numerică

a jetului provenit din injectorul turbinei Pelton din stațiunea experimentală, am investigat repartiția de viteze în interiorul jetului la diferite deschideri ale acului injector. De asemenea, am determinat, pentru două poziții axiale, polinoamele care aproximează distribuția vitezei în jet, în funcție de raza jetului.

Totuși, în literatura de specialitate pe care am studiat-o nu am găsit abordată problematica identificării dinamice cu semnale de probă sinusoidale, ceea ce subliniază originalitatea tezei de doctorat.

Importanța caracteristicilor statice și dinamice ale instalațiilor automatizate fiind evidentă, problema care se pune este aceea a determinării lor cât mai exacte și exprimarea lor sintetică sub forma unui model matematic cât mai reprezentativ și în același timp suficient de simplu pentru utilizarea și interpretarea în calcule. Modelele rezultate în urma procesului de identificare sunt utilizate pentru mai buna cunoaștere a sistemului, verificarea modelelor teoretice, predicția evoluției unor variabile din sistem, optimizarea proceselor în regim static și dinamic, sinteza sistemelor automate și calculul unor mărimi care nu pot fi măsurate direct.

Din analiza celor trei categorii de metode utilizate pentru determinarea experimentală a caracteristicilor dinamice, am ales metodele de identificare folosind semnale de probă deoarece sunt metode active în care se acționează din exterior asupra procesului, aplicându-se semnale de testare a acestuia în scopul identificării. Aceste semnalele de probă aplicate la intrarea procesului determină variații ale mărimilor de ieșire, în care se reflectă caracteristicile dinamice ale acestuia. De asemenea, metodele bazate pe utilizarea semnalelor de probă periodice sunt dintre puținele metode experimentale care permit determinarea unor caracteristici dinamice pentru elementele neliniare. Aceste metode prezintă însă dezavantajul că necesită aparatură specială pentru generarea semnalelor și prelucrarea datelor și prezintă o durată mare de experimentare.

Important în cazul folosirii acestei metode ce folosește semnale de probă sinusoidale, este faptul că pentru a determina caracteristica de frecvență este suficientă doar compararea celor două semnale, cel aplicat la intrare și respectiv cel obținut la ieșire, pentru diferite pulsații ω .

La turbina Pelton, reglarea debitului se face prin modificarea cursei acului injector, iar debitul este, pe lângă căderea turbinei, mărimea de intrare a procesului.

În concluzie, pentru obținerea caracteristicilor de frecvență ale instalației de laborator cu turbină Pelton am aplicat mărimii de intrare, care în acest caz este debitul, un semnal sinusoidal de o anumită amplitudine și frecvență și am înregistrat variația mărimii de ieșire, care este turația ansamblului turbină – generator.

Pentru îndeplinirea acestui deziderat a trebuit să aleg soluția optimă pentru deplasarea acului injector al turbinei după o lege sinusoidală. Astfel, am analizat câteva metode de generare a semnalelor sinusoidale, pentru ca în final să pot alege soluția constructivă cea mai potrivită pentru stațiunea experimentală în care am desfășurat măsurătorile.

Ca rezultat al acestei analize am proiectat generatorul de semnale sinusoidale cu mecanism cu came cu tchet de translație. Am proiectat cinci came ce asigură amplitudini diferite ale semnalului de intrare. Tchetul în mișcare de translație, unul singur pentru toate camele, este tocmai tija acului injector. Pentru a obține frecvențe diferite ale semnalului, mecanismul cu camă este antrenat de un motor de curent continuu, la care turația variază în funcție de tensiune și care este alimentat de la o sursă de tensiune continuă variabilă. Legătura dintre motorul electric și mecanismul cu camă s-a făcut printr-un angrenaj melcat.

Ca și concluzie, chiar dacă semnalele sinusoidale ridică probleme deosebit de grele, având în vedere tocmai valoarea mică a pulsației acestora, am realizat practic și am implementat în stațiunea experimentală generatorul de semnale sinusoidale necesar identificării dinamice a turbinei Pelton. Am ales astfel cea mai bună soluție pentru stațiunea din laborator.

În continuare am prezentat câteva aspecte pentru determinarea funcțiilor de transfer pentru agregatele cu turbină Pelton. Am determinat aceste funcții de transfer pe baza schemelor structurale ale hidroagregatelor și pe algebra funcțiilor de transfer. Astfel deduse, acestea reflectă destul de complet și corect proprietățile dinamice ale HA ca obiect de reglare.

Funcția de transfer se particularizează la funcția de frecvență care în plan complex sau coordonate logaritmice amplitudine – pulsație și fază – pulsație vizualizează comportarea dinamică a hidroagregatului în aproximație liniară.

Se pot investiga astfel regimurile nestaționare și tranzitorii punându-se în evidență stabilitatea mașinii, rezonanța ei, etc., cât și posibilitatea de acordare în cazul funcționării în cadrul unui sistem automat de reglare a turației.

Prin analiza efectuată am constatat că pentru o determinare cât mai corectă a funcției de transfer, trebuie stabilit dacă se ia sau nu în considerare elasticitatea coloanei de apă. Pentru instalația de laborator analizată, deoarece timpul de reflexie al undelor este foarte mic, inferior timpului conductei, pentru determinarea funcției de transfer a hidroagregatului cu turbină Pelton am considerat conducta rigidă.

Un aspect foarte important în determinarea caracteristicilor statice și dinamice ale turbinei Pelton este organizarea și efectuarea experimentelor.

În vederea identificării experimentale a turbinei Pelton din instalația de laborator, stațiunea trebuie pregătită pentru măsurători în regim dinamic. Studiul caracteristicilor funcționale ale turbinei Pelton în astfel de regimuri nestaționare a impus proiectarea și realizarea unui stand experimental specific, în care, mai ales pentru măsurătorile în regimuri nestaționare, elementul de bază a fost placa de achiziții.

Tehnica modernă, prin senzori și traductoare, echipamente de achiziție computerizate performante, a condus la obținerea unui volum semnificativ de date experimentale referitoare la parametrii funcționali ai sistemului, oferind posibilitatea monitorizării simultane a evoluțiilor debitului, presiunii, puterii electrice și turației agregatului cu turbină Pelton.

Cu ajutorul limbajului de programare al aplicației (software-ul), am transformat calculatorul personal și placa de achiziții de date într-un sistem complet de analiză, monitorizare și comandă.

Interpretarea datelor experimentale achiziționate în urma măsurătorilor în regim staționar a permis determinarea relațiilor dintre parametrii fundamentali de funcționare ai turbinei la diferite regimuri. Astfel am trasat curbele caracteristice ale turbinei Pelton din stațiune și caracteristica universală a acesteia. Prin înregistrarea aruncării de sarcină am determinat momentul de inerție al hidroagregatului, lucru posibil datorită traductoarelor pe care le-am montat în stațiune, a plăcii de achiziție și a calculatorului, cu ajutorul cărora am măsurat, achiziționat și stocat mărimile caracteristice ale procesului.

Determinarea momentului de inerție și calcularea constantelor de timp au permis rezolvarea ecuației dinamice în timp. La rândul ei, ecuația dinamică în timp permite determinarea evoluției în regimuri tranzitorii și comportarea mașinii în cadrul unor sisteme automate de reglare.

La determinarea coeficienților funcțiilor de transfer ale hidroagregatului, a fost aplicată o metodă cu aplicabilitate generală, valabilă pentru orice tip de turbină hidraulică și oricărui regim de lucru al ei. Am aplicat metoda la turbinele hidraulice cu dublu reglaj iar relațiile obținute pentru funcțiile de transfer și caracteristicile de frecvență le-am particularizat pentru turbina hidraulică tangențială de tip Pelton. Pe baza măsurătorilor în regim staționar, în funcție de valorile obținute pentru coeficienți, în fiecare caz concret, pot fi acceptate unele ipoteze în procesul de calcul.

Am constatat că, pentru turbina Pelton, coeficienții funcțiilor de transfer se determină mai ușor decât la celelalte tipuri de turbine, având în vedere faptul că aceste turbine au doar un singur organ de reglare care modifică momentul și debitul. Însă, o problemă foarte importantă în stabilirea funcției de transfer a ansamblului turbină Pelton – conductă forțată este modelarea coloanei de apă. Performanțele turbinei hidraulice tangențiale de tip Pelton sunt puternic influențate de caracteristicile coloanei de apă care o deservește. Printre aceste caracteristici pot enumera: inerția apei, compresibilitatea și elasticitatea pereților conductei forțate.

Turbina hidraulică poate fi reprezentată sub forma unui cvadripol informațional, mărimile de intrare fiind debitul și căderea turbinei, iar mărimile de ieșire, turația și puterea electrică. Este evident că pentru efectuarea acestor măsurători sunt necesare traductoarele montate în stațiune, astfel încât variația mărimilor fundamentale ale procesului supus măsurării să poată fi înregistrată în timp real. Mai ales în acest caz, un element esențial este placa de achiziții, cu ajutorul căreia se stochează în memoria calculatorului variația mărimilor procesului.

Din analiza variației în timp a mărimilor procesului se observă că o mișcare stereomecanică sinusoidală se traduce într-o variație sinusoidală a debitului turbinei în timp și, de asemenea, într-o variație tot sinusoidală a presiunii în timp, dar opusă față de cea a debitului.

Aplicând la intrarea procesului un semnal sinusoidal de o anumită amplitudine și frecvență, am obținut la ieșirea procesului un semnal de aceeași frecvență, dar cu amplitudine diferită și defazat față de semnalul de la intrare, pentru determinarea caracteristicii de frecvență fiind suficientă compararea celor două semnale, pentru diferite pulsații ω .

Interpretarea datelor experimentale achiziționate în urma măsurărilor în regim dinamic a permis determinarea pentru fiecare din funcțiile de transfer, a locului de transfer și a caracteristicilor amplitudine – pulsație și fază – pulsație.

De asemenea, am putut observa că în timpul regimurilor nestaționare obținute, debitul variază în același sens cu turația și puterea electrică și, de asemenea, are o variație opusă cu presiunea, respectiv căderea turbinei, fapt care era de așteptat, având în vedere funcționarea sistemului.

Prin suprapunerea locurilor de transfer obținute pentru diferitele amplitudini și frecvențe ale semnalului de intrare, s-a putut observa neliniaritatea sistemului generator de energie cu turbină Pelton.

Pentru realizarea unei analize corecte a identificării dinamice a turbinelor Pelton, am îmbinat cercetarea analitică cu cea experimentală. La baza acestor studii și cercetări am folosit mijloace moderne de achiziție și prelucrare a datelor. Standul experimental și modelele matematice concepute și realizate pe parcursul derulării studiilor și cercetărilor în vederea atingerii obiectivelor prezentei teze de doctorat, reușesc să satisfacă la un bun nivel dezideratele menționate anterior și se constituie într-un mijloc util unor abordări și dezvoltări ulterioare în domeniul studiat.

CONTRIBUȚII ADUSE PRIN TEZA DE DOCTORAT

Contribuțiile autoarei tezei de doctorat "*Identificarea dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton*" se pot rezuma la următoarele:

- Prezentarea sub formă sintetică a aspectelor specifice privind funcționarea turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton;
- Prin studierea unui număr semnificativ de lucrări de specialitate am pus în evidență originalitatea subiectului tezei de doctorat, identificarea dinamică cu semnale de probă sinusoidale nefăcând obiectul niciunui studiu citat;
- Prezentarea noțiunilor necesare determinării caracteristicilor dinamice folosind semnale de probă sinusoidale, esențiale pentru dezvoltarea temei abordate;
- Studierea unor variante constructive pentru generarea semnalelor sinusoidale;
- Proiectarea și realizarea practică a camelor ce asigură amplitudini diferite pentru semnalul sinusoidal aplicat la intrarea procesului;
- Proiectarea, realizarea și montarea în stațiune a generatorului de semnale sinusoidale, fiind soluția optimă pentru instalația de laborator studiată;
- Studierea modurilor în care pot fi deduse funcțiile de transfer a agregatelor cu turbină Pelton;
- Realizarea unui stand experimental pe care l-am dotat cu aparatura de măsură necesară realizării atât a încercărilor în regimuri staționare cât și în regim dinamic a turbinei Pelton;
- Determinarea caracteristicilor de funcționare și ridicarea caracteristicii universale a turbinei Pelton din Laboratorul de Mașini Hidraulice;
- Determinarea momentului de inerție al hidroagregatului cu turbină Pelton prin înregistrarea în timp real, cu ajutorul plăcii de achiziție și calculatorului a unei aruncări de sarcină;

- Calcularea constantelor de timp și rezolvarea ecuației dinamice în timp a turbinei Pelton pe baza măsurătorilor în regim staționar;
- Determinarea coeficienților funcției de transfer pentru turbina Pelton pe baza măsurătorilor în regim staționar;
- Conceperea unor metode de măsură originale, utilizând traductoare cu sisteme moderne de achiziție și prelucrare a datelor experimentale;
- Realizarea unor programe specifice, cu ajutorul pachetului software VI Logger, pentru achiziția și stocarea computerizată a datelor experimentale furnizate de traductoarele instalate în sistem;
- Efectuarea de cercetări și experimente privind funcționarea în regim dinamic a turbinelor Pelton;
- Realizarea și sistematizarea diagramelor de variație în timp a mărimilor fundamentale ce guvernează funcționarea turbinelor hidraulice de tip Pelton;
- Trasarea locului de transfer și a caracteristicilor amplitudine - pulsație și fază – pulsație pentru diferite frecvențe ale semnalului de intrare;
- Realizarea unei baze experimentale și dotarea laboratorului cu echipamente care să permită dezvoltări ulterioare.

De-a lungul stagiului de pregătire, cât și în perioada de definitivare a tezei de doctorat, rezultatele studiilor și cercetărilor au fost valorificate prin:

- publicarea de lucrări științifice la conferințe naționale și internaționale
- participarea în calitate de membru la 1 contract de cercetare.

BIBLIOGRAFIE

Capitolul 1:

- 1.1** Anton I. – Turbine hidraulice, Editura Facla, Timișoara, 1979.
- 1.2** Grecu T., Negrea V.D. – Mașini mecanoenergetice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
- 1.3** A. Bărglăzan, I. Anton, V. Anton, I. Preda – Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice, Ed. Tehnică, București, 1959.
- 1.4** Zh. Zhang, F. Muggli, E. Parkinson, Ch. Scharer – Experimental Investigation of Low Jet Flow at a Model Nozzle of a Pelton turbine, Internationales Seminar Wasserkraftanlagen, TU Wien, November, 2000, p. 181 – 188.
- 1.5** J. Prost, B. List, H-B. Matthias, K. Kafer – Investigation of the Splash Water Velocity Field in the Casing of a Pelton Turbine with PIV, Proc. Of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC – 8), Honolulu, Hawaii, USA, 26-30 March, 2000.
- 1.6** T. Kubota, J. Xia, H. Takeuchi, T. Saito – Numerical Analysis of Free Water Sheet Flow on Pelton Buckets, Proc. of the XIXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p. 316 - 329, Singapore, 1998.
- 1.7** T. Kubota, Y. Nakanishi, F. Han, J. Liu, J. Masuda – Deviation Angle of a Free Jet in Pelton Turbines, Proc. of the XXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, North Carolina, U.S.A., 6-9 August, 2000.
- 1.8** B. List, P. Angerer, H-B. Matthias – Velocity Field Measurements on Pelton Turbines with PIV (Particle Image Velocimetry), Hydroforum 2000, International techno-scientific conference “Hydraulic turbomachines in hydro power and other industrial applications”, Czorsztyn, Poland, 18-20 October, 2000.

- 1.9** List, B., Angerer, P., Prost, J., Matthias, H.-B. – PIV-Measurements on Pelton turbines, Proceedings of PSFVIP-3, Hawaii, USA, March 18-21, 2001.
- 1.10** S. Kvicinsky – Numerical Simulation of Free Jet Flow with Application on Pelton Turbines, Teză de doctorat, IMHEF, Lausanne, 2002.
- 1.11** C. Patarin – Simulation numerique du detachement et de l'écoulement d'un jet en sortie d'un injecteur de turbine Pelton, Travail pratique de diplome, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, etc 2003.
- 1.12** Guibauld, M., Houdeline, J.-B., - Study of the flow in the various sections of a Pelton turbine, Proc. of the XVIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p.819-831, Sao Paulo, Brazil, 14-18 September, 1992.
- 1.13** Nonoshita, T., Matsumoto, Y. – Numerical Simulation of Jet in a Pelton Turbine, Proc. of the XVIIIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p. 352 – 360, 1996, Valencia.
- 1.14** Kamiyama, T. et. al. – Viscous Flow in Free Jet for Pelton Turbine, Proc. of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 9 – 12 Sept. 2002, Lausanne, Elveția.
- 1.15** A. Catanase, M. Bărglăzan, C. Hora – Numerical simulation of a free jet in Pelton turbine, The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timișoara, Romania, October 21 – 22, 2004.
- 1.16** Hana, M., - A discussion on numerical simulation in Pelton turbines, Proc. of the XIXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p. 306-313, Singapore, 1998.
- 1.17** Janetzky, B., Gode, E., Ruprecht, A., Scharer, C., - Numerical simulation of the flow in a Pelton bucket, Proc. of the XIXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p. 276-284, Singapore, 1998.
- 1.18** Avellan, F., Dupont, P., Kvicinsky, S., Chapuis, L., Parkinson, E., Vullioud, G., - Flow calculation in Pelton turbines- Part 2: Free surface flows, Proc. of the XIXst IAHR Symposium on Hidraulic Machinery and Cavitation, p. 294-305, Singapore, 1998.

-
- 1.19** Kvicinsky, S., Longatte, F., Avellan, F., Kueny, J.-L., - Free surface flow: experimental validation of Volume of Fluid method in the plane wall case, Proceedings of the 3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, 18-23 July, 1999.
- 1.20** Kvicinsky, S., Kueny, J.-L., Avellan, F., Parkinson, E., - Experimental and numerical analysis of free surface flows in a rotating bucket, Proc. of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 9 – 12 Sept. 2002, Lausanne, Elveĵia.
- 1.21** Mack, R., Moser, W., - Numerical investigation of the flow in a Pelton turbine, Proc. of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 9 – 12 Sept. 2002, Lausanne, Elveĵia.
- 1.22** Mack, R., Aschenbrenner, T., Rohne, W., Farhat, M., - Validation of bucket flow simulation using dynamic pressure measurements, Proc. of the XXIIst IAHR Symposium on Hidraulic Machinery and Systems, p. A08-2-1-A08-2-8, 29 June-2 July, 2004, Stockholm, Sweden.
- 1.23** Sick, M., Schindler, M., Drtina, P., Scharer, C., Keck, H., - Numerical and experimental analyses of Pelton turbine flow. Part 1: Distributor and injector, Proc. of the XXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, North Carolina, U.S.A., 6-9 August, 2000.
- 1.24** Parkinson, E., Lestriez, R., Chapuis, L., - Flow calculation in Pelton turbines- Part1: Repartitor and injector numerical analysis, Proc. of the XIXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p. 285-293, Singapore, 1998.
- 1.25** Muggli, F.A., Zhang, Z., Scharer, C., - Numerical and experimental analyses of Pelton turbine flow. Part 2: The free surface jet flow, Proc. of the XXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, North Carolina, U.S.A., 6-9 August, 2000.
- 1.26** Avellan, F., Dupont, Ph., Kvicinsky, S., Chapuis, L., Parkinson, E., Vullioud, G., - Flow calculation in Pelton turbines- Part2: Free surface flows, Proc. of the XIXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p. 294-305, Singapore, 1998.
- 1.27** Staubli, T., Hauser, H.P. – Flow visualization – A diagnosis tool for Pelton turbines, IGHEM2004, Lucerne.

- 1.28** Michel, B., Rossi, G., Leroy, P., Lowys, P.Y., - Hooped Pelton runner, Proc. of the XXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, North Carolina, U.S.A., 6-9 August, 2000.
- 1.29** Angehrn, R., - Safety engineering for the 423 MW-Pelton-runners at Bieudron, Proc. of the XXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, North Carolina, U.S.A., 6-9 August, 2000.
- 1.30** Risberg, S., Rommetveit, O., Haugen, J.O., Brekke, H., - Competitive design of high performance Pelton turbines, Proc. of the XXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, North Carolina, U.S.A., 6-9 August, 2000.
- 1.31** Brekke, H., - Design and operation of large turbines versus small hydro turbines, Proc. of the XXIIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, p. A01-1-1-A01-1-13, 29 June-2 July, 2004, Stockholm, Sweden.
- 1.32** Agarwal, A.K., Harwani, L.K., Ramanathan, S.M., - Custom design of Pelton turbine runners by numerical analysis, Proc. of the XXIIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, p. B06-2-1-B06-2-12, 29 June-2 July, 2004, Stockholm, Sweden.
- 1.33** Z. Zhang, E. Parkinson - LDA application and the dual-measurement-method in experimental investigations of the free surface jet at a model nozzle of a Pelton turbine, GALA- Tagung, Winterthur/Schweiz, 2002.
- 1.34** Liu Jie, Fengquin, H., Masuda, J. - Effect of Free Jet Enlargement on the Bucket Flow in Pelton Turbine, Proc. of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 9 - 12 Sept. 2002, Lausanne, Elveția.
- 1.35** Perrig, A., Farhat, M., Avellan, F., Parkinson, E., Garcin, H., Bissel, C., Valle, M., - Numerical flow analysis in a Pelton turbine bucket, Proc. of the XXIIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, p. A10-3-1-A10-3-14, 29 June-2 July, 2004, Stockholm, Sweden.
- 1.36** Matthias, H.-B., Prost, J., Rossegger, C., - Investigation of the flow in Pelton turbines and the influence of the casing, International Journal of Rotating Machinery, Vol.3, No.4, p. 329-247, 1997.

- 1.37** List, B., Prost, J., Matthias, H.-B., - Using PIV on the splash water in a Pelton turbine, IMEKO 2000, Vol. IV., p. 79-83, 25-28 Sept., 2000, Vienna, Austria.
- 1.38** Nakanishi, Y., Kubota, T., - Scale effect of jet interference in multinozzle Pelton turbines, Proc. of the XVIIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p. 333-341, 1994, Beijing.
- 1.39** Kubota, T., Han, F., - Performance conversion considering scale effect for Pelton turbines, Proc. of the XIXst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, p. 46-58, Singapore, 1998.
- 1.40** Risberg, S., Haugen, J.O., - Upgrading of Pelton turbines – observations of how turbine design influence on model to prototype efficiency scaling, Proc. of the XXIIst IAHR Symposium on Hidraulic Machinery and Systems, p. A08-3-1-A08-3-10, 29 June-2 July, 2004, Stockholm, Sweden.

Capitolul 2:

- 2.1** C. Penescu, G. Ionescu, M. Tertişco – Identificarea experimentală a proceselor automatizate, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1971
- 2.2** I. Dumitrache – Tehnica reglării automate, Editura Didactică și Pedagogică, Bucureşti, 1980.
- 2.3** P. Eykhoff – Identificarea sistemelor, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1977.
- 2.4** A.P. Kopelovici – Sisteme de reglare automată – metode de calcul inginereşti, Editura Tehnică, Bucureşti, 1963.
- 2.5** W. Oppelt – Tehnica reglării automate, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1965.
- 2.6** R. Isermann – Identifikation dynamischer Systeme 1, Springer – Verlag, 1991.
- 2.7** I. Pop – Tratat de teoria sonicităţii, Ed. Performantica, Iaşi, 2006.
- 2.8** I. Pop, I.L. Marcu, M. Khader, I.D.Pop – Sonic power transmission, International MTeM 2001 Conference, Cluj-Napoca, 2001.
- 2.9** E. Dobândă – Studiul funcţionării pompelor centrifuge în regimuri tranzitorii, Teză de doctorat, Universitatea “Politehnica” Timişoara, 1999.

- 2.10** Şora, C., - Bazele electrotehnicii, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.

Capitolul 3:

- 3.1** Handra-Luca, V., Stoica, I. A., Introducere în teoria mecanismelor, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1982.
- 3.2** I. Draşovean – Studiul, proiectarea și realizarea unei stațiuni de laborator pentru încercarea reguletoarelor hidraulice de turație, Proiect de diplomă, I.P.T.V. Timișoara, 1970.
- 3.3** A. Orănescu – Curs de Teoria Mecanismelor și a Mașinilor, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1963.
- 3.4** V. Cornea – Mecanisme și Organe de Mașini, Editura Universității din Oradea, 1997.
- 3.5** M. Bărglăzan – Identificarea dinamică a pompelor centrifuge funcționând în regimuri nestaționare energo-cavitaționale, Teză de doctorat, I.P. Timișoara, 1981.
- 3.6** A. Catanase, – Choosing a solution to generate the sinusoidal signal for a dynamic identification of Pelton turbines, MOCM-11, Vol.3, pag.13-19, Bacău, 2005.

Capitolul 4:

- 4.1** M. Bărglăzan – Turbine hidraulice și transmisii hidrodinamice, Editura Politehnica, Timișoara, 1999.
- 4.2** N. Vasiliu, I. Catană – Transmisii hidraulice și electrohidraulice, Ed. Tehnică, București, 1988.
- 4.3** N. Vasiliu, D. Vasiliu – Acționări hidraulice și pneumatice, Vol.1, Ed. Tehnică, București, 2005.
- 4.4** H. Weber, D. Zimmermann – Investigation on the Dynamic Behavior of a High Pressure Hydro Power Plant in the Swiss Alps During the Transition from Inter-Connected to Isolated Operation, 12th Power Systems Computation Conference, 19-20 August, Dresden, 1996.

-
- 4.5** H. Weber, F. Prillwitz, M. Hladky, H.-P. Asal – Development of reality oriented simulation models of power plants and power systems for restoration studies, IFAC – Symposium on Power Plants and Power Systems Control, April 26-29, 2000, Brussels, Belgium.
- 4.6** H. Weber, M. Hladky, T. Haase, S. Spreng, C.N. Moser – High quality modelling of hidro power plants for restoration studies, IFAC-Symposium on Power Plants and Power Systems Control, July 21-26, 2002, Barcelona, Spain.
- 4.7** T.K. Nielsen, F.O. Rasmussen – Analitic Model for Simulation of Francis Turbines Implemented in MOC, XVI IAHR – Symposium, Sao Paulo, 1992.
- 4.8** T.K. Nielsen – Dynamic Behaviour of Governing Turbines, XVIII IAHR Symposium, Valencia, Spain, 1996, p. 770 – 778.
- 4.9** M. Bărglăzan – Reglarea și automatizarea sistemelor hidraulice, curs, Reprografia I.P.T.V. Timișoara, 1979.
- 4.10** M. Fanelli – Some Present Trends in Hydraulic Machinery Research, XVIII IAHR Symposium, Valencia, Spain, 1996, p. 23 – 45.
- 4.11** Editor H. Ohashi – Vibration and oscillation of hydraulic machinery, Hydraulic Machinery Book Series, Avebury Technical, Aldershot, 1991.
- 4.12** Kubota, Y. et al., Transaction of ASME, Ser. C, Vol.50, No.449, pag. 243-248, 1979
- 4.13** VI.A. Pivovarov – Proiectarea și calculul sistemelor de reglare a turbinelor (lb. rusă), Moscova, 1973.
- 4.14** M. Bărglăzan – Reglarea și automatizarea mașinilor hidraulice, Lucrări de laborator, Institutul Politehnic Traian Vuia Timișoara, 1974.
- 4.15** M. Bărglăzan – Automatizarea sistemelor hidraulice, Lucrări de laborator, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, 1981.
- 4.16** I. Preda, E. Sisak, N. Budișan – Studiul privind realizarea unor microhidrocentrale autonome automatizate, Conferința de Mașini Hidraulice, vol.2, p.343-352, Timișoara, 1964.
- 4.17** W. Oppelt – Tehnica reglării automate, Ed. Tehnică, București, 1965.
- 4.18** H. Weber, D. Zimmermann – Investigation on the Dynamic Behavior of a High Pressure Hydro Power Plant in the Swiss Alps During the

Transition from Inter-Connected to Isolated Operation, 12th Power Systems Computation Conference, 19-20 August, Dresden, 1996.

- 4.19** Sa'ad Mansoor – Behavior and Operation of Pumped Storage Hydro Plants, Ph.D. Thesis, University of Wales, Bangor.
- 4.20** Greiveldinger, B., - Etude de la stabilite de reglage d'une centrale hydroelectrique en reseau separe, Travail pratique de diplome, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, fevrier, 2004.
- 4.21** Matthias, H.-B., Kafer, K., Prost, J., - Control system for a turbine test-rig, IFAC Symposium on Power Plants & Power Systems Control, p. 443-448, April 26-29, Brussels, Belgium, 2000.
- 4.22** Johnson, R., Chow, J.H., Dillon, M., - Pelton turbine deflector overspeed control for a small power system, IEEE Transactions on Power Systems, Vol.19, No.2, May 2004.
- 4.23** Catanase, A., Meianu, D., Hora, C., Popa, S., - Automatic Control System from Boga II Small Hydro-Power Plant, Romania, C&E, 2002, WESC Japan.
- 4.24** M. Bărglăzan – About the Dynamics of a Hydro – Electric Micropowerstation, Fifth International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, October 2000, Timisoara, Romania, p. 17 – 31.
- 4.25** M. Bărglăzan – Mathematical Modeling And Operation Simulation of a Hydrounit, XXI IAHR Symposium, Sept. 9 – 12, 2002, Lausanne – Switzerland, p. 501 – 507.

Capitolul 5

- 5.1** A. Bărglăzan, I. Anton, V. Anton, I. Preda – Încercările mașinilor hidraulice și pneumatice, Ed. Tehnică, București, 1959.
- 5.2** I. Preda, I.D. Baci, C. Velescu – Centrale hidroelectrice și stații de pompare, Lucrări de laborator, Universitatea „Politehnica” Timișoara, 1993.

-
- 5.3** Bărglăzan M., Catanase, A. – Testing rig for simulation of the unsteady regimes of tangential hydraulic turbines, Buletinul Științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tomul 52(66), Fasc.1, ISSN 1224-6077, 2007.
- 5.4** Hedeșiu, H., Munteanu, R. Jr., - Introducere în programare grafică instrumentală, Editura Mediamira, Cluj-Napoca, 2003.
- 5.5** Marcu, I.L., - Cercetări și contribuții privind îmbunătățirea sistemelor de acționare cu unde de presiune, teză de doctorat, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, 2004.
- 5.6** <http://www.ni.com>
- 5.7** Catanase, A., - Identificarea dinamică a turbinelor hidraulice (metodele stațiunii), Referat II, Timișoara, 2003.
- 5.8** Catanase, A., - Matrici de frecvență ale turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton, Referat III, Timișoara, 2004.
- 5.9** Ionescu, G.ș.a., - Traductoare pentru automatizări industriale, Vol.1, Editura Tehnică, București, 1988.
- 5.10** Ignea, A., - Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice, Editura de Vest, Timișoara, 1996.
- 5.11** Gheorghe, G., - Măsurarea debitelor de fluide, Editura tehnică, București, 1978.

Capitolul 6

- 6.1** Catanase, A., - Dynamic model in time domain for tangential hydraulic turbine of Pelton type, Proceedings of The Fifth International World Energy System Conference, Oradea, Romania, 2004, pag. 263 – 266.
- 6.2** Catanase, A., - Dynamic model in frequency domain for hydraulic turbine of Pelton type, PSU-UNS International Conference on Engineering and Environment – ICEE-2005, Novi Sad, Serbia&Montenegro, 2005, T2-1.3.
- 6.3** Granturile Academiei Române, Contract GAR 104/2003 – Identificarea dinamică a turbinelor hidraulice tangențiale de tip Pelton.

Capitolul 7

- 7.1** Dragomir, T.L., Preitl, Șt., - Elemente de teoria sistemelor și reglaj automat, Vol.1, Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, 1979.
- 7.2** Trică, A.R., Precup, R.E., - Ingineria reglării automate și tehnici avansate, Lucrări de laborator, lito U.T. Timișoara, 1995.
- 7.3** Popescu, C., Ungureanu, S., - Ingineria reglării automate, Îndrumător de laborator, Universitatea din Oradea, 1998.
- 7.4** Bărglăzan, M., Catanase, A., - Dynamic identification of hydraulic turbines of Pelton type, The 5th IASME/WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics (FMA07), Athens, Greece, 2007.
- 7.5** Catanase, A., Bărglăzan, M., - Dynamic behaviors of Pelton turbines, Hervex, 2006, pag.25 – 32.