

# **ANALIZA CÂMPULUI HIDRODINAMIC LA INTRAREA ÎN ROTORUL POMPELOR CENTRIFUGE DE ACUMULARE, LA TURAȚIE VARIABILĂ**

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

**ing. Ionel Aurel Drăghici**

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Liviu Eugen Anton  
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Anton Anton  
prof.univ.dr.ing. Romeo Susan-Resiga  
CS1.dr.ing. Sebastian Muntean

Ziua susținerii tezei: 27.03.2015

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |   |  |
|---|--|
| 1. Automatică                               | 10. Știința Calculatoarelor                |
| 2. Chimie                                   | 11. Știința și Ingineria Materialelor      |
| 3. Energetică                               | 12. Ingineria sistemelor                   |
| 4. Ingineria Chimică                        | 13. Inginerie energetică                   |
| 5. Inginerie Civilă                         | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 6. Inginerie Electrică                      | 15. Ingineria materialelor                 |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 16. Inginerie și Management                |
| 8. Inginerie Industrială                    | 17. Arhitectură                            |
| 9. Inginerie Mecanică                       |  |

Universitatea Politehnică 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 Politehnică – Timișoara, 2015

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 Politehnică Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

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

## Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Departamentului de Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi, Catedra de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice din cadrul Universității „Politehnica” din Timișoara.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat Domnului Profesor Doctor Inginer Liviu Eugen ANTON pentru îndrumarea și sprijinul acordat pe întreg stagiul doctoral. De asemenea sincere mulțumiri se cuvin colectivului de la Catedra de Mașini Hidraulice, în special membrilor comisiei de îndrumare în cadrul tezei de doctorat Prof. Dr. Ing. Alexandru BAYA, Conf. Dr. Ing. Teodor MILOȘ și Ș.L. Dr. Ing. Adrian STUPARU pentru sprijinul oferit pe parcursul stagiului doctoral. Sincere mulțumiri se cuvin Domnului CS1 Dr. Ing. Sebastian MUNTEAN membru al Academiei Române-Filiala Timișoara și al Centrului de Cercetare în Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe (CCISFC), pentru observațiile și sprijinul necondiționat acordate în timpul stagiului doctoral. De asemenea țin să mulțumesc colegilor din cadrul CCISFC, în special Domnului Prof. Dr. Ing. Romeo SUSAN-RESIGA pentru sfaturile acordate și Asist. Dr. Ing. Alin BOSIOC pentru ajutorul acordat la îndeplinirea stagiului doctoral. Nu în ultimul rând aș vrea să mulțumesc colegului și prietenului Dr. Ing. Gheorghiță Gînga pentru susținerea acordată.

Țin să amintesc că achiziționarea unor echipamente de măsură performante care au făcut ca investigațiile experimentale efectuate să fie comparabile cu cele efectuate în marile centre de cercetare internaționale a fost posibilă datorită colaborării cu S.C. Hidroelectrică S.A. Sucursala Hidroelectrică Râmnicu-Vâlcea în proiectul cu titlul “Cercetări și experimentări privind îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale ale pompelor PRO 10-195 de la SP Jidoaia”, etapa I-a contract nr. 97-113.03/16.10.2008, etapa a II-a contract nr. 72-113.03/05.11.2009, etapa a III-a contract nr. 175/30.12.2010, Beneficiar S.C. Hidroelectrică – Sucursala Râmnicu Vâlcea, Director proiect Prof.dr.ing. Liviu Eugen ANTON.

Teza de doctorat a fost parțial finanțată prin Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane POSDRU/159/1.5/S/137516 finanțat din Fondul Social European și de Guvernul României.

Timișoara, Martie 2015

Ing. Ionel Aurel Drăghici

Drăghici, Ionel Aurel

**Analiza câmpului hidrodinamic la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de acumulare, la turație variabilă**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 160, Editura Politehnica, 2015, 164 pagini, 135 figuri, 10 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-606-554-933-3

**Cuvinte cheie:**

pompe de acumulare, cotul de la aspirație, stand experimental, instabilități generate de cot, investigații experimentale și numerice, LDV, pulsații de presiune, turație variabilă.

**Rezumat,**

Teza de doctorat se înscrie în tematica actuală de îmbunătățire a proiectării și exploatării turbomașinilor de mare putere, tratând comportamentul hidrodinamic al turbopompelor la turație variabilă. Scopul principal al tezei de doctorat este de a determina câmpul hidrodinamic la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de acumulare de capacitate mare. Specific acestor pompe este prezența la aspirație a unui cot cu o geometrie complexă 3D. Aceasta generează fenomene nestaționare și câmp hidrodinamic neuniform la intrarea în rotorul pompei. Au fost efectuate măsurători globale (energetice și cavitaționale) și măsurători speciale la intrarea în rotor, cu LDV pentru determinarea câmpului de viteze și cu traductoare piezorezistive pentru determinarea câmpului de presiuni nestaționare. De asemenea s-a realizat analiza numerică a curgerii 3D în rotorul pompei centrifuge. Încercările experimentale au fost efectuate pe două tipuri de rotoare atât fără cât și echipate cu un rotor axial premergător. Toate măsurătorile au fost realizate la mai multe valori ale turației și mai multe regimuri de debite. Teza are un pronunțat caracter de originalitate, prin tema abordată și modul de tratare. Lucrarea permite tragerea unor concluzii practice, cu recomandări privind îmbunătățirea exploatării pompelor cu cot la aspirație, dar are și o contribuție majoră științifică la elucidarea fenomenelor hidrodinamice care apar în această situație.

## CUPRINS

Prefață.....	7
Notații, abrevieri,.....	12
Lista de figuri.....	13
<b>1. Introducere.....</b>	<b>19</b>
1.1 Stadiul actual în domeniul pompelor centrifuge.....	19
1.2 Necesitatea abordării temei de cercetare.....	21
1.3 SP Jidoaia – particularități.....	25
1.4 Standul de testare în circuit închis.....	27
1.4.1 Echipamentele de măsură pentru determinarea caracteristicilor globale ale pompelor centrifuge.....	28
1.4.2 Echipamentele de măsură pentru măsurarea câmpului de viteză la intrarea în rotor.....	33
1.4.2.1 Prezentarea principiului de funcționare al LDV.....	35
1.4.2.2 Prezentarea generală a softului de achiziție.....	40
1.4.3 Echipamentele de măsură pentru măsurarea câmpului de presiune nestaționar la intrarea în rotor.....	40
1.5 Centre de cercetare în lume care se ocupă cu măsuratori speciale ( Laser / Traductori pentru presiuni nestationare).....	46
1.6. Obiectivele și conținutul tezei de doctorat.....	47
<b>2. Măsurători globale energetice și cavitaționale la turație variabilă.....</b>	<b>48</b>
2.1 Determinarea caracteristicilor energetice pentru două rotoare de pompă cu și fără impulsor.....	49
2.2 Determinarea curbei de sensibilitate la cavitație pentru două rotoare de pompă cu și fără impulsor.....	58
2.3 Concluzii.....	72
<b>3. Investigarea experimentală a câmpului de viteză utilizând LDV, la debit variabil.....</b>	<b>73</b>
3.1 Secțiunea test.....	73
3.2 Metodologia de măsurare.....	74
3.3 Campania de măsurători și regimurile de funcționare.....	76
3.4 Analiza rezultatelor.....	76
3.4.1 Adimensionalizarea componentelor vitezei.....	78
3.4.2 Unghiul absolut al curentului $\gamma$ .....	86
3.5 Concluzii privind câmpul de viteze la intrarea în rotor.....	103
<b>4. Investigarea experimentală a câmpului de presiune nestaționar cu traductoare piezorezistive, la turație variabilă.....</b>	<b>104</b>
4.1 Instalarea traductoarelor piezorezistive de presiune în traseul hidraulic model al pompei de acumulare.....	104
4.2 Măsurători de presiune nestaționară pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație.....	105
4.3 Prelucrarea semnalelor de presiune nestaționară.....	119
4.4 Concluzii privind câmpul de presiune nestaționar la intrarea în rotor.....	129

<b>5. Analiza numerică a curgerii 3D în domeniul de analiză al modelului pompei de acumulare.....</b>	<b>130</b>
5.1 Traseul hidraulic al pompei de acumulare cu dublu flux.....	130
5.2 Domeniul de analiză. Condiții la limită pe frontierele domeniului de analiză	131
5.2.1 Ecuațiile care guvernează curgerea 3D turbulentă și modelul de turbulență ales.....	135
5.2.2 Algoritmul de cuplare "mixing interface" pentru cazul de față, Gînga..	136
5.3 Rezultate numerice.....	137
5.3.1 Determinarea presiunii minime și a unghiului de incidență al curentului pe palete la intrarea în rotor.....	137
5.3.2 Determinarea performanțelor energetice ale rotorului model de pompă de acumulare.....	141
5.4 Validarea rezultatelor simulării numerice cu date experimentale.....	144
5.5 Concluzii privind funcționarea rotorului model de pompă de acumulare ....	147
<b>6. Concluzii și perspective.....</b>	<b>149</b>
6.1 Concluzii.....	149
6.2 Contribuții personale.....	151
6.3 Perspective.....	152
Bibliografie.....	153

## Prefață

### **Actualitatea, importanța și impactul tezei**

Pompele de acumulare reprezintă o categorie aparte din tipologia generatoarelor hidraulice, ele fiind destinate vehiculărilor de debite ridicate, având randamente bune și o dezvoltare acceptabilă a fenomenului de cavitație. Pompele cu dublă intrare, mono sau multietajate sunt utilizate în alimentarea cu apă, în irigații sau ca pompe de acumulare în amenajările hidroenergetice.

Performanțele energetice și cavitaționale ale acestor pompe sunt afectate de construcția lor specială, caracterizată prin dublu flux și o cameră de aspirație străbătută de arbore.

Prezența camerei de la aspirație sub forma unui cot generează fenomene nestaționare și o curgere neuniformă la intrarea în rotor.

Buna funcționare a acestor pompe este de o importanță majoră pentru amenajările hidroenergetice cu acumulare prin pompaj, deoarece ele asigură până la 75% din stocul de apă necesar producției de energie electrică.

Prezenta teză de doctorat, luând ca studiu de caz pompa cu dublu flux PRO10-195 de la Stația de pompare Jidoaia, din cadrul Amenajării hidroenergetice Lotru, continuă tradiția Școlii de Mașini Hidraulice din Timișoara, de a rezolva probleme stringente din economie, respectiv industria hidroenergetică.

Având în vedere că aceste pompe au fost date în exploatare în urmă cu peste 30 de ani și se impune re tehnologizarea lor, în cadrul tezei, pe baza unor vaste cercetări teoretice și experimentale se oferă soluții pentru îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale în stadiul actual de funcționare.

Pentru realizarea acestor obiective autorul întreprinde o cercetare sistematică pentru cunoașterea pompei actuale și a funcționării ei.

Astfel, pe lângă simulările numerice, autorul realizează încercări energetice și cavitaționale pe modelele de pompă din laborator, cât și măsurători ale câmpurilor de viteze și presiuni de la intrarea în rotorul pompei.

El compară caracteristicile obținute pe cale teoretică cu cele experimentale ajungând la concluzia că soluția cea mai eficientă, din punct de vedere hidrodinamic dar și al costurilor, este echiparea în această fază a pompelor de acumulare cu un rotor premergător axial, cunoscut și ca impulsor.

Aceste rezultate frumoase, obținute printr-o muncă asiduă au fost bine primite cu ocazia unor conferințe internaționale de către specialiștii din domeniu, ceea ce întărește concluzia că atât problema abordată în teză cât și soluțiile propuse de autor răspund unor probleme de mare actualitate și necesitate în hidroenergetica românească și nu numai.

## Analiza conținutului tezei

Teza este structurată în 5 capitole, utilizează o bibliografie selectă, incluzând 106 titluri din care peste jumătate din ultimii ani.

Pe baza acestei bibliografii, în Capitolul 1 se face o amplă documentare privind pompele de acumulare cu dublu flux și problemele întâmpinate în exploatarea acestora, insistându-se în special pe cele din Amenajarea hidroenergetică Lotru.

În Capitolul 2 sunt prezentate măsurătorile globale (energetice și cavitaționale) realizate pe un rotor la scara 1:5.7 cu cel din Stația de pompare Jidoaia și pe un rotor nou proiectat de către dr.ing. Gînga G. Cele două rotoare au fost realizate atât fără, cât și echipate cu un rotor axial premergător (impulsor) proiectat de către dr.ing. Moisa I. Toate măsurătorile au fost realizate la 4 valori ale turației (1500, 2000, 2500 și 3000 rpm) și la 7 regimuri de debite între 15 l/s și 45 l/s cu un pas de 5 l/s. În urma măsurătorilor a trasat curbele energetice (înălțime de pompare, putere absorbită și randament funcție de debit) și curbele cavitaționale (NPSH funcție de debit). A realizat un număr de 16 regimuri pentru măsurătorile energetice și un număr de 91 regimuri pentru măsurătorile cavitaționale.

Dacă din punct de vedere energetic, rotorul impulsor are o influență neglijabilă, din punct de vedere cavitațional folosirea rotorului axial aduce o îmbunătățire a comportamentului cavitațional în zona de funcționare pentru ambele rotoare investigate pe toata plaja de turații analizată.

În urma acestor rezultate, soluția practică cea mai viabilă de îmbunătățire a comportamentului cavitațional al pompelor din SP Jidoaia este folosirea unui rotor axial în fața rotorului de pompă, sau cum mai este cunoscut în literatură ca impulsor.

În Capitolul 3 sunt prezentate rezultatele măsurătorilor câmpului de viteză neuniform obținut în urma investigațiilor cu LDV în secțiunea circulară de la ieșirea din cotul de aspirație al pompelor de capacitate mare. Datorită geometriei 3D a cotului de la aspirație, la intrarea în pompă s-au măsurat neuniformitățile câmpului hidrodinamic. Pentru a determina câmpul de viteze la intrarea în rotor s-au realizat măsurători cu LDV la turație și debit variabil în 19 axe radiale de măsură. Aceste 19 axe sunt cuprinse între  $\pm 90^\circ$  în semiplanul superior. Pe fiecare axa s-a măsurat în 62 de puncte. Turațiile investigate sunt 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm și 2900 rpm; iar debitele investigate sunt  $0.5, 0.6, \dots, 1.3 \cdot Q_{nom}$  unde  $Q_{nom} = 33.5$  l/s. Volumul de măsurători cu LDV a cuprins un număr total de 551 regimuri. Sistemul LDV permite măsurarea simultană a două componente ale vitezei, viteza axială și viteza tangențială. În urma măsurătorilor se trag următoarele concluzii:

- În urma analizei componentelor adimensionale ale vitezei se observă o variație mică a vitezei axiale adimensionale de aproximativ 10% față de medie în timp ce viteza tangențială adimensională are o variație semnificativă cuprinsă între -50% și +30% față de medie pentru semiplanul superior măsurat cu LDV la intrarea în pompă.

- În urma analizei unghiului curentului ( $\gamma$ ) determinat față de direcția axei mașinii s-a obținut o variație semnificativă a acestuia cuprinsă între  $\pm 33^\circ$  la butuc și  $\pm 38^\circ$  la carcasă pe întreaga circumferință la ieșirea din cot pentru o rotație completă de  $360^\circ$ .

Pe baza măsurătorilor s-a observat că unghiul curentului ( $\gamma$ ) nu variază cu debitul la cele patru turații investigate excepție făcând zona de  $+10^\circ \dots +40^\circ$  unde există o mică variație cu creșterea debitului.



Deoarece în literatură sunt disponibile doar rezultate numerice privind câmpul de viteze, măsurătorile efectuate cu LDV oferă în premieră rezultate experimentale care le confirmă pe primele.

Dacă prin măsurătorile cu LDV prezentate în Capitolul 3 autorul a obținut câmpul de viteză staționar, în Capitolul 4 a extins măsurătorile și la câmpul de presiune nestaționar. Aceste măsurători au fost efectuate pentru 36 de regimuri la ieșirea din cot, la turație variabilă respectiv 3000, 2900, 2800 și 2700 rpm, și la debit variabil cuprins între 0.5, 0.6,... 1.3 \*Qnom unde Qnom=33.5 l/s.

În spectrul transformatiei Fourier a semnalului neprelucrat a identificat armonicile fundamentale ale rotorului, precum și alte armonici asociate pulsațiilor de presiune. Punctul cu cea mai mare amplitudine din acest interval a determinat frecvența dominantă a semnalului. Din graficele realizate pentru frecvența dominantă la cele patru turații investigate se observă un trend descrescător de la debitul cel mai mic, respectiv 0.5\*Qnom spre debitul cel mai mare, respectiv 1.3\*Qnom. Pe baza măsurătorilor a determinat coeficientul de cavitație ( $\sigma$ ) și dependența frecvenței fundamentale față de acesta. Din analiza valorilor rezultă că atât frecvența cât și coeficientul de cavitație ( $\sigma$ ) sunt direct proporționale cu presiunea medie de la ieșire din cot. Concluzia finală pentru frecvența dominantă este dependența de debit și independența de turație. În urma prelucrării rezultatelor obținute din măsurătorile cu senzori piezorezistivi a prezentat faptul că amplitudinea echivalentă adimensională este dependentă de debit și independentă de turație.

Câmpul de presiune nestaționar la intrarea în rotorul pompei este generat de cot și este dependent de debit și independent de turație.

În Capitolul 5 a realizat simularea numerică a curgerii turbulente 3D cuplate rotor+colector. Prima etapă a constatat în stabilirea domeniilor de analiză și impunerea condițiilor la limită pe frontiere. Simulările 3D staționare în rotorul+colectorul model al pompei de acumulare s-au realizat la turația de 3000 rpm și la cinci debite de funcționare, și anume: 0.8\*Qnom, 0.9\*Qnom, 1\*Qnom, 1.1\*Qnom și 1.2\*Qnom, unde Qnom=33.5 l/s. În urma simulărilor numerice ce au luat în considerare neuniformitatea de la intrarea în pompă, a obținut variația unghiului curentului pe paletele rotorului la o rotație completă. Acest fenomen are ca și efect obținerea presiunii statice minime în vecinătatea bordului de atac pe fața de depresiune, pentru trei palete rotorice dispuse în semiplanul inferior. La o rotație completă a rotorului, pe fiecare paletă se generează zona de presiune statică minimă, care dispare în zona cu presiune mai ridicată din semiplanul superior.

De asemenea a determinat și prin calcul pe baza simulărilor numerice performanțele energetice ale rotorului model de pompă de acumulare pe care le-a comparat cu datele obținute pe cale experimentală. Rezultatele numerice obținute pentru comportamentul energetic prin metoda cuplării rotor+colector sunt corelate cu datele experimentale, erorile fiind de aproximativ 4-11% pentru înălțimea de pompare și de aproximativ 0-3% pentru randamentul hidraulic. Această corelare bună între rezultatele numerice și datele experimentale provine din luarea în calcul a neuniformității câmpului de viteză și de presiune între rotor și colector.

Concluziile generale și contribuțiile originale ale doctorandului sunt rezumate în Capitolul 5.

În sinteză, doctorandul a întreprins cercetări sistematice, atât teoretice cât și experimentale încercând să deslușească mecanismul generării cavitației la intrarea în rotorul pompelor de acumulare cu dublu flux și să propună soluții pentru reducerea ei.

Acest lucru i-a reușit pe deplin, realizând în premieră patru seturi de investigații, trei experimentale: determinări globale ale caracteristicilor energetice și

cavitaționale pentru două modele de rotoare, echipate sau nu cu impulsor, determinări ale câmpurilor de viteză de la intrarea în rotor cu ajutorul LDV, determinări de pulsații de presiune la ieșirea din cot, respectiv intrarea în rotor și unul teoretic, prin metode numerice.

Aceste investigații multiple au fost realizate pe baza experiențelor anterioare din literatură, din colectivul Centrului de Cercetări cu Fluide Complexe și LMHT, pe baza unor priorități și contribuții personale, cum ar fi:

- pe baza măsurătorilor energetice și cavitaționale la 107 regimuri a stabilit necesitatea implementării unui rotor axial în fața rotorului pompei cu cot la aspirație, în vederea îmbunătățirii comportamentului cavitațional;
- a măsurat câmpul de viteze la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de capacitate mare la 551 de regimuri; componentele măsurate cu LDV au fost viteza axială și viteza tangențială;
- a măsurat câmpul de presiune neuniform de la ieșirea din cotul de aspirație al pompelor de mare capacitate, evaluând mărimile ce îl caracterizează, frecvența dominantă și amplitudinea echivalentă;
- a determinat pe baza acestor măsurători coeficientul de cavitație  $\sigma$  și dependențele dintre frecvența fundamentală și  $\sigma$  respectiv debit;
- a simulat numeric curgerea 3D prin rotor+colector, obținând o bună corelare a performanțelor energetice calculate cu cele experimentale obținute;
- a determinat cauza distrugerilor cavitaționale in SITU la SP Jidoaia, evaluând mecanismul care generează incidența variabilă pe paletele rotorului la o rotație completă.

### **Aprecieri asupra activității doctorandului**

D-nul ing. Ionel Drăghici a început programul de doctorat în octombrie 2011, fiind admis doctorand cu frecvență, cu bursă la Universitatea "Politehnica" Timișoara. Pe durata stagiului doctoral a parcurs cu succes programul de pregătire universitară asumată.

A fost angrenat în contracte de cercetare și în activitățile din cadrul Centrului de Cercetări cu Fluide Complexe din universitate.

Dezvoltarea profesională și perfecționarea sa sunt meritorii. Aș remarca seriozitatea cu care s-a pregătit ca student și doctorand, dorința continuă de completare a cunoștințelor, dublată de aplicarea lor în diverse etape ale realizării lucrării. Tenacitatea și meticulozitatea cu care a realizat măsurătorile experimentale îl definesc și îl recomandă ca un foarte bun investigator experimental.

Putem afirma că este printre puținii specialiști care realizează cu ușurință și pricepere măsurători cu LDV și cu traductori piezoelectrice.

S-a perfecționat continuu și în aplicarea metodelor numerice pentru simularea curgerii fluidelor reale în instalațiile hidraulice.

D-nul ing. Ionel Drăghici are o bună disponibilitate la lucrul în echipă, învățând, preluând sau lucrând cu entuziasm alături de cercetători mai experimentați precum dr.ing. Sebastian Muntean, prof.dr.ing. Romeo Susan-Resiga, prof.dr.ing. Alexandru Baya, dr.ing. Alin Bosioc dar și alături de ceilalți doctoranzi sau membri ai colectivului nostru.

Rezultatele obținute de d-nul ing. Ionel Drăghici au fost primite foarte bine de comunitățile științifice, cu ocazia unor simpozioane internaționale.

Analiza tezei de doctorat intitulată "ANALIZA CÂMPULUI HIDRODINAMIC LA INTRAREA ÎN ROTORUL POMPELOR CENTRIFUGE DE ACUMULARE, LA TURAȚIE VARIABILĂ" elaborată de ing. Ionel Drăghici sub conducerea științifică a subsemnatului, a activității doctorandului pe întreaga durată a stagiului de doctorat, m-au făcut să apreciez capacitatea autorului de a studia, cerceta și sistematiza, utilizând concepte moderne de investigare experimentală și simulare numerică, care i-au permis să finalizeze o lucrare solidă, cu rezultate remarcabile și de o importanță deosebită pentru hidroenergetica românească.

Prof.dr.ing.  
Liviu Eugen ANTON

Universitatea Politehnica Timișoara

## Nomenclator

### Notații și abrevieri

1xN	Prima armonică fundamentală a rotorului
AD3	Traductor piezorezistiv de presiune de pe secțiunea de ieșire a cotului
AD4	Traductor piezorezistiv de presiune de pe secțiunea de ieșire a cotului
BEP	Punctul de funcționare cu randamentul cel mai ridicat (optim)
BSA	Softul de achiziție a măsurătorilor experimentale
CHE	Centrală hidroelectrică
ci	Cu impulsor
DPIV	Digital Particle Imaging Velocimetry
EXP	Date determinate experimental
FFT	Transformata Fourier rapidă
fi	Fără impulsor
LDA	Laser Doppler Anemometry
LDV	Laser Doppler Velocimetry
PIV	Particle Imaging Velocimetry
Pt1	Traductor de presiune manovacuumetric montat pe conducta de aspirație a standului
Pt2	Traductor de presiune manometric montat pe conducta de refulare a standului
RMS	Abaterea medie pătratică
RN	Rotor nou proiectat model instalat în standul experimental
RO	Rotor original model instalat în standul experimental
SAS	Sistem automat de achiziție și control a datelor măsurate
SP	Stație de pompare

### Mărimi dimensionale

A	[kPa]	Amplitudine
AT	[ms]	Timpul de început și de final al achiziției într-un anumit punct de pe axa de măsură
D	[m]	Diametru
f	[Hz]	Frecvența rotorului liber
g	[m <sup>2</sup> /s]	Accelerația gravitațională
M	[Nm]	Moment
n	[rpm]	Turația rotorului
NPSHd	[m]	Net Positive Suction Head available – Energia specifică disponibilă la aspirație
NPSHc	[m]	Net Positive Suction Head required – Energia specifică cerută de rotor la aspirație
H	[m]	Înălțime de pompare
Q	[m <sup>3</sup> /s]	Debitul de pe circuitul hidraulic principal
R	[m]	Rază
p	[KPa]	Presiune
p <sub>vap</sub>	[KPa]	Presiunea de vaporizare
p <sub>atm</sub>	[KPa]	Presiunea atmosferică
pRMS	[kPa]	Abaterea medie pătratică a semnalului de presiune
P <sub>abs</sub>	[KW]	Puterea absorbită de pompă

T	[s]	Timp de achiziție
TT	[ $\mu$ s]	Timpul de tranzit (timpul prin care o particulă trece prin volumul de probă)
$t_0$	[s]	Timpul inițial
v	[m/s]	Viteză
$\beta$	[°]	Unghiul relativ de curgere
$\Delta p$	[kPa]	Căderea de presiune, creșterea de presiune
$\Delta t$	[s]	Timpul de eșantionare
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Densitatea apei
$\omega$	[rad/s]	Viteza unghiulară
$\eta$	[%]	Randament
Z	[m]	Coordonată axială

### Mărimi adimensionale

Aadim	Amplitudinea adimensionalizată
$C_{ax}$	Coeficientul componentei axiale a vitezei
$C_{rad}$	Coeficientul componentei radiale a vitezei
$C_{tg}$	Coeficientul componentei tangențiale a vitezei
$C_{vm}$	Coeficientul componentei mediate a vitezei
$C_D$	Coeficientul de presiunii
M	Modul transformatei Fourier
N	Numărul de probe măsurate pentru un semnal
$n_s$	Turația specifică a pompelor
$n_a$	Turația caracteristică a pompelor
$\sigma$	Abaterea medie pătratică
$\varphi$	Coeficient de debit
$\psi$	Coeficient de energie
$\lambda$	Coeficient de putere
$\lambda_D$	Scara de modelare a diametrelor
$\lambda_n$	Scara de modelare a turațiilor
$\sum hp$	Suma pierderilor hidraulice
$\zeta$	Coeficient de pierderi locale

### Lista de figuri

#### Capitolul 1

- Fig. 1.1 Ponderea costurilor unui hidro-agregat, Bois [14]  
 Fig. 1.2 Pompa centrifugă cu dublu flux, Anton și Baya [6]  
 Fig. 1.3 Pompă de acumulare cu dublu flux, Miloș [70]  
 Fig. 1.4 Pompă de acumulare cu dublu flux și două etaje, Dunca [31]  
 Fig. 1.5 Cotul de la aspirație – geometrie complexă 3D, Gulich [49]  
 Fig. 1.6 Structura curentului în cotul de la aspirație al pompelor de acumulare cu dublu flux, Van den Braembussche [99]  
 Fig. 1.7 Încadrarea SP Jidoaia în sistemul hidroenergetic Lotru  
 Fig. 1.8 Rotorul pompei PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia, erodat cavitațional  
 Fig. 1.9 Schița standului experimental pentru determinarea performanțelor energetice și cavitaționale a pompelor centrifuge din cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice de la Universitatea Politehnica din Timișoara  
 Fig. 1.10 Debitmetru electromagnetic

## 14 Nomenclator

---

- Fig. 1.11 Traductor de presiune manovacuumetric
- Fig. 1.12 Traductor de presiune manometric
- Fig. 1.13 Sonda de temperatură
- Fig. 1.14 Tipuri de montură a traductoarelor de presiune și sondelor de temperatură
- Fig. 1.15 Invertorul ACS850 in laboratorul de pompe: panoul frontal la pornire (stânga), panoul de comanda (mijloc), interiorul panoului de comandă (dreapta)
- Fig. 1.16 Placa de achiziție de date
- Fig. 1.17 Interfața grafică a softului de achiziție de date
- Fig. 1.18 Schema de funcționare al unui LDV, Bosioc [15]
- Fig. 1.19 Schema detaliată a sistemului de fibră optică, Bosioc [15]
- Fig. 1.20 Schița LDV de funcționare și prelucrare a datelor
- Fig. 1.21 Traductor de presiune piezorezistiv absolut tip 4043A2
- Fig. 1.22 Curba de calibrare a traductorului [59]
- Fig. 1.23 Diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv tip 4043A2 [59]
- Fig. 1.24 Amplificatorul piezorezistiv de presiune [59]
- Fig. 1.25 Procesorul datelor experimentale
- Fig. 1.26 Tehnica de reșantionare Sample and Hold [18]

## Capitolul 2

- Fig. 2.1 Rotoarele supuse măsurătorilor
- Fig. 2.2 Impulsorul cu care sunt echipate rotoarele
- Fig. 2.3 Înălțime de pompare  $H=f(Q)$  pentru rotorul originar la turație variabilă
- Fig. 2.4 Putere absorbită  $P_{abs}=f(Q)$  pentru rotorul originar la turație variabilă
- Fig. 2.5 Randament  $\eta=f(Q)$  pentru rotorul originar la turație variabilă
- Fig. 2.6 Înălțime de pompare  $H=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turație variabilă
- Fig. 2.7 Putere absorbită  $P_{abs}=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turație variabilă
- Fig. 2.8 Randament  $\eta=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turație variabilă
- Fig. 2.9 Înălțime de pompare  $H=f(Q)$  pentru ambele rotoare la turație variabilă
- Fig. 2.10 Putere absorbită  $P_{abs}=f(Q)$  pentru ambele rotoare la turație variabilă
- Fig. 2.11 Randament  $\eta=f(Q)$  pentru ambele rotoare investigate la 3000 rpm
- Fig. 2.12 Randament  $\eta=f(Q)$  pentru ambele rotoare investigate la 2500 rpm
- Fig. 2.13 Randament  $\eta=f(Q)$  pentru ambele rotoare investigate la 2000 rpm
- Fig. 2.14 Randament  $\eta=f(Q)$  pentru ambele rotoare investigate la 1500 rpm
- Fig. 2.15 Determinarea caracteristicii de cavitație a pompei  $\Delta h_c=f(Q)$  pentru 3000 rpm rotor originar cu impulsor
- Fig. 2.16 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul originar la turația de 3000 rpm
- Fig. 2.17 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul originar la turația de 2500 rpm
- Fig. 2.18 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul originar la turația de 2000 rpm
- Fig. 2.19 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul originar la turația de 1500 rpm
- Fig. 2.20 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turația de 3000 rpm

- Fig. 2.21 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turația de 2500 rpm
- Fig. 2.22 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turația de 2000 rpm
- Fig. 2.23 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turația de 1500 rpm
- Fig. 2.24 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turația de 3000 rpm
- Fig. 2.25 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turația de 2500 rpm
- Fig. 2.26 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turația de 2000 rpm
- Fig. 2.27 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turația de 1500 rpm

### Capitolul 3

- Fig. 3.1 Secțiunea cot realizată din plexiglass
- Fig. 3.2 Schița tronsonului de la aspirație cu dimensiunile principale
- Fig. 3.3 Ansamblul cotului de la aspirație
- Fig. 3.4 Axele radiale de măsura cu LDV
- Fig. 3.5 Sistemul LDV instalat pe standul de testare
- Fig. 3.6 19 axe radiale de măsură cu LDV
- Fig. 3.7 Componentele vitezei – axială (negru) și tangențială (roșu), măsurate la axa radială  $W = 0^\circ$  pentru 2500 rpm și  $Q_{nom} = 33.5$  l/s
- Fig. 3.8 Componentele vitezei – axială și tangențială, la poziția ferestrei de 0 grade la debit variabil pentru cele 4 turații investigate
- Fig. 3.9 Componentele vitezei – axiale și tangențiale, adimensionale
- Fig. 3.10 Componentele vitezei adimensionale măsurate pentru 7 axe radiale la  $Q_{nom} = 33,5$  l/s și 2500 rpm, Drăghici [27]
- Fig. 3.11 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $+90^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.12 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $+60^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.13 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $+50^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.14 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $+40^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.15 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $+30^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.16 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $+20^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.17 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $+10^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.18 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $0^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.19 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $-60^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.20 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $-90^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm
- Fig. 3.21 Harta vitezei axiale adimensionale
- Fig. 3.22 Harta vitezei tangențiale adimensionale

- Fig. 3.23 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură  $+90^\circ$  la turația de 2500 rpm
- Fig. 3.24 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură  $+60^\circ$  la turația de 2500 rpm
- Fig. 3.25 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură  $+30^\circ$  la turația de 2500 rpm
- Fig. 3.26 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură  $0^\circ$  la turația de 2500 rpm
- Fig. 3.27 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură  $-30^\circ$  la turația de 2500 rpm
- Fig. 3.28 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură  $-60^\circ$  la turația de 2500 rpm
- Fig. 3.29 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil și la turația de 1500 rpm pentru axa radială de măsură de  $+30^\circ$
- Fig. 3.30 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil și la turația de 2000 rpm pentru axa radială de măsură de  $+30^\circ$
- Fig. 3.31 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil și la turația de 2500 rpm pentru axa radială de măsură de  $+30^\circ$
- Fig. 3.32 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil și la turația de 2900 rpm pentru axa radială de măsură de  $+30^\circ$
- Fig. 3.33 Unghiul absolut al curentului ( $\gamma$ ) pentru 7 axe radiale de măsură
- Fig. 3.34 Harta unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) pe secțiunea circulară la ieșirea din cot – 360 de grade, Drăghici [28]
- Fig. 3.35 Distribuția unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) de-a lungul a 5 raze dispuse în secțiunea circulară la ieșirea din cot:  $b=0.05$  (lângă arbore),  $b=0.26$ ,  $b=0.48$  (lângă raza de mijloc),  $b=0.73$ ,  $b=0.96$  (lângă carcasă)

#### Capitolul 4

- Fig. 4.1 Vedere din lateral (sus) și de sus (jos) a cotului de la aspirație
- Fig. 4.2 Poziționarea traductoarelor AD3 și AD4 pe secțiunea de testare
- Fig. 4.3 Spectrul tipic pentru o pompa centrifuga, Nelson și Dufour [76]
- Fig. 4.4 Instabilități generate de cotul de la aspirație – vârtejuri cavitaționale contrarotative, Gînga [40]
- Fig. 4.5 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $0.5 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.6 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $0.6 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.7 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $0.7 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.8 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $0.8 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.9 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $0.9 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.10 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a



- semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $Q_{nom}$
- Fig. 4.11 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $1.1 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.12 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $1.2 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.13 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și  $1.3 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.14 Frecvența dominantă pentru 2900 rpm și debit variabil
- Fig. 4.15 Frecvența dominantă și coeficientul de cavitație ( $\sigma$ ) funcție de presiunea medie de la ieșirea din cot pentru 2900 rpm și  $Q_{nom}$
- Fig. 4.16 Frecvența dominantă pentru turație variabilă și debit variabil: AD3-stânga și AD4-dreapta
- Fig. 4.17 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și  $0.5 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.18 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și  $0.6 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.19 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și  $0.7 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.20 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și  $0.8 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.21 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și  $0.9 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.22 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și  $Q_{nom}$
- Fig. 4.23 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și  $1.1 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.24 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și  $1.3 \cdot Q_{nom}$
- Fig. 4.25 Amplitudinea echivalentă pentru turație variabilă și debit variabil: AD3-stânga și AD4-dreapta
- Fig. 4.26 Forma pulsațiilor de presiune vs. debit pentru o pompă centrifugă, Gulich și Bolleter [50]
- Fig. 4.27 Amplitudinea echivalentă adimensională pentru turație variabilă și debit variabil: AD3-stânga și AD4-dreapta
- Fig. 4.28 Înălțimea de pompare vs. debit pentru turație variabilă (2700 rpm, 2800 rpm, 2900 rpm și 3000 rpm)

## Capitolul 5

- Fig. 5.1 Pompă centrifugă cu dublu flux, Anton și Baya [6]

## 18 Nomenclator

---

- Fig. 5.2 Vedere a modelului traseului hidraulic de pompă de acumulare implementat in standul experimental de laborator
- Fig. 5.3 Domeniul de analiză 3D: rotor + colector
- Fig. 5.4 Condiții la limită impuse pe frontierele domeniului de analiză
- Fig. 5.5 Presiunea relativă la refulare obținută în urma încercărilor experimentale energetice la 3000 rpm
- Fig. 5.6 Domeniul tridimensional de analiză (rotor+colector) discretizat
- Fig. 5.7 Modelul traseului hidraulic de pompă de acumulare implementat in standul experimental de laborator - modelat numeric, Gînga [42]
- Fig. 5.8 Algoritmul "mixing interface", Gînga [43]
- Fig. 5.9 Presiunea statică minimă pe bordul de atac al paletelor rotorului la  $Q_{nom}$  și 3000 rpm
- Fig. 5.10 Unghiul Beta ( $\beta$ ) pe secțiunea de intrare în rotorul pompei centrifuge rezultat în urma analizei numerice la  $Q_{nom}$  și 3000 rpm
- Fig. 5.11 Beta pentru curentul axial funcție de rază
- Fig. 5.12 Harta unghiului de incidență cuprins între  $-3^\circ$  și  $7^\circ$  rezultat în urma analizei numerice la  $Q_{nom}$  și 3000 rpm
- Fig. 5.13 Variația cu incidența a coeficientului de portanță și rezistență, Anton [6]
- Fig. 5.14 Rotor de pompă de acumulare erodat cavitațional
- Fig. 5.15 Înălțimea de pompare a rotorului model de pompă de acumulare
- Fig. 5.16 Puterea la arbore a rotorului model de pompă de acumulare
- Fig. 5.17 Randamentul hidraulic al rotorului model de pompă de acumulare
- Fig. 5.18 Înălțime de pompare - rotor model de pompă de acumulare
- Fig. 5.19 Randament hidraulic  $\eta_H$  - rotor model de pompă de acumulare

# 1. INTRODUCERE

## 1.1. Stadiul actual în domeniul pompelor centrifuge

Pompele centrifuge fac parte din categoria generatoarelor hidraulice. Generatoarele hidraulice sunt mașini hidraulice care consumă lucru mecanic. Cu alte cuvinte, pompele la fel ca și ventilatoarele, suflantele, elevatoarele, ejectoarele transformă un anumit tip de energie (de obicei electrică) în energie hidraulică. Mașinile hidraulice care efectuează lucru mecanic se numesc motoare hidraulice. Motoarele hidraulice ca de exemplu turbinele și eolienele transformă energia hidraulică într-un alt tip de energie (de obicei electrică). O a treia categorie a mașinilor hidraulice o reprezintă transformatoarele hidraulice care realizează conversia unor parametri ai aceleiași forme de energie prin intermediul energiei hidraulice. Transformatoarele hidraulice sunt cuplaje hidraulice. Din punct de vedere al naturii fluidului vehiculat, mașinile hidraulice pot vehicula lichide (pompe, turbine) sau pot vehicula gaze (ventilatoare, suflante, eoliene). Generatoarele hidraulice pot fi grupate după modul în care are loc transferul de energie către fluid în:

- Turbogeneratoare hidraulice, la care transferul de energie se realizează prin interacțiunea dintre palele rotorului și curentul de fluid, rezultând creșterea momentului cinetic al fluidului.
- Generatoare volumice, la care transferul energetic către fluidul de lucru se face prin deplasarea forțată a unor volume închise de fluid între aspirația și refularea mașinii.

În ultimi 25 de ani, pe plan internațional procesul de industrializare, extinderea zonelor urbane și a numărului de locuitori a dus la schimbări majore în domeniul de concepere, dezvoltare și producție a pompelor centrifuge după cum rezultă din Hergt [52], Gopalakrishnan [46] și Ohashi [77], Tsujimoto și alții [96]. Astăzi, peste 20% din energia electrică produsă în lume este consumată în sistemele de pompare din industria energetică, petrolieră, chimică, agricultură și altele [97]. Minimizarea costurilor impune reducerea consumului energetic al sistemelor de pompare. S-au întreprins cercetări în domeniul funcționării la turație variabilă a sistemelor de pompare, în domeniul minimizării vibrațiilor prin reducerea forțelor și eliminarea surselor de rezonanță și în domeniul îmbunătățirii rezistenței la cavitație. În prezent, cât și pe viitor domeniul de proiectare, dezvoltare și producție al pompelor centrifuge se va axa spre reducerea costurilor de fabricație/întreținere și creșterea performanțelor energetice și cavitaționale. Cercetările realizate de Bois [14] arată că fiabilitatea este un factor important în ceea ce privește achiziționarea unui produs, deoarece costul de mentenanță al unui hidro-agregat depășește semnificativ costurile inițiale de achiziție a acestuia Fig. 1.1.

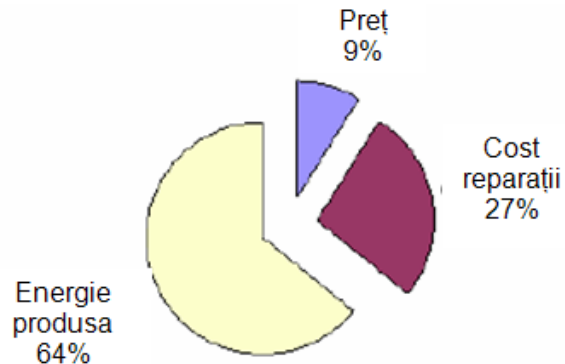


Fig. 1.1 Ponderea costurilor unui hidro-agregat, Bois [14]

Conform Brennen [16] în rotorul pompelor centrifuge se produc fenomene de curgere 3D complexe care includ fenomene nestaționare, turbulențe, curgeri secundare, etc. S-au întreprins analize în toate domeniile de cercetare, atât experimentale cât și teoretice, s-au modelat fenomenele specifice curgerii fluidelor într-un anumit sistem, Bross și Fitz [17]; s-au analizat teoretic și experimental forțele hidrodinamice care apar între rotor și pintelul colectorului, Adkins [1]; Yang și alții [101] au proiectat cu diferite considerente și au analizat numeric utilizând coduri CFD, patru rotoare de pompă de acumulare cu dublu flux iar în analiza numerică s-au investigat fluctuațiile de presiune apărute între pintelul colectorului și paletel rotorige; s-au efectuat simulări numerice asupra efectelor dinamice datorate interacțiunii rotor-pintelul colectorului pentru o pompă centrifugă, surprinzând dinamica și efectele curgerii nestaționare din interiorul pompei, Gonzales [45] și Blanco-Marigorta [13]; s-a analizat cum fenomenul de cavitație și efectele acestuia conduc la o scădere a înălțimii de pompare în pompele centrifuge, Frobenius și alții [37]; cu scopul de a compara rezultatele numerice cu datele experimentale, Hirschi și alții [53] au încercat cu ajutorul simulării numerice să estimeze comportamentul cavitațional al unui rotor de pompă centrifugă; pentru o estimare cât mai precisă a fenomenului de cavitație, mai multe modele de analiza numerică au fost dezvoltate, rafinate și aplicate în ultimii ani, atât pentru curgeri staționare, Lemonier și Rowe [63], Dupont și Avellan [32], cât și pentru curgeri nestaționare, Delannoy și Kueny [24], Keck și alții [55]. De asemenea, și proiectarea componentelor pompelor a cunoscut un avânt odată cu dezvoltarea calculatoarelor și a soft-urilor pentru acestea. Von Karman prezintă o metodă de optimizare a geometriei unui rotor radial care să aibă performanțe energetice cât și cavitaționale îmbunătățite la mai multe puncte de funcționare [98]. Miloș și alții [69] propun o metodă complet automată de generare a canalului interpaletar al unui rotor de pompă centrifugă, pornind de la datele geometrice asigurate de codul de proiectare quasi-3D. Goto și alții [47] au dezvoltat un proces automat de proiectare inversă 3D a componentelor hidraulice al pompelor: rotoare, colectoare etc. Li [66] prezintă o metodă inversă de proiectare a paletajului turbomașinilor. În 1991 Zanganeh [103] propune o metodă de proiectare inversă a paletajului turbomașinilor iar în 1998 acesta dezvoltă metoda de proiectare inversă pentru a fi aplicată la proiectarea rotoarelor de pompe centrifuge [104]. Cu scopul de a obține randamente ridicate și un comportament cavitațional îmbunătățit pentru pompele centrifuge, optimizarea încărcării paletelor este un subiect amplu dezbătut în literatură, Yiu și Zanganeh [102], Ashihara și Goto [10]. Dunca [29],[30] a

investigat cu ajutorul metodelor numerice 3D curgerea staționară turbulentă într-o pompă centrifugă cu dublu flux dublu etajată echipată cu un post-stator la refularea din primul rotor și un ante-stator la aspirația celui de-al doilea rotor. Stuparu și alții [85], [87], [88], [89], [91] a analizat numeric curgerea în pompele centrifuge de capacitate mare.

## 1.2. Necesitatea abordării temei de cercetare

Tema de cercetare doctorală are ca scop principal analiza câmpului hidrodinamic la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de acumulare de capacitate mare, la turație variabilă. Pompele centrifuge de capacitate mare conțin motorul electric și pompa hidraulică cu diferite tipuri de rotoare și diferite aranjamente ale acestora. Astfel, aceste tipuri de pompe pot fi cu dublă intrare, mono- sau multietajate, în funcție de înălțimea de pompare necesară. Pentru creșterea debitului pompelor centrifuge se utilizează soluția cu două rotoare în paralel, care presupune o intrare dublă ca în Fig. 1.2 și Fig. 1.3.

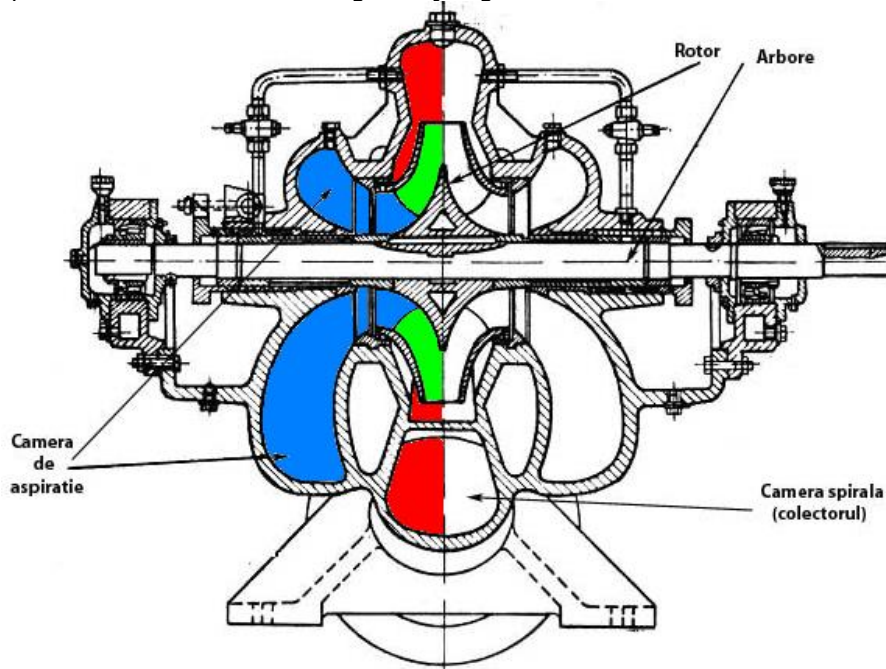


Fig. 1.2 Pompa centrifugă cu dublu flux, Anton și Baya [6]

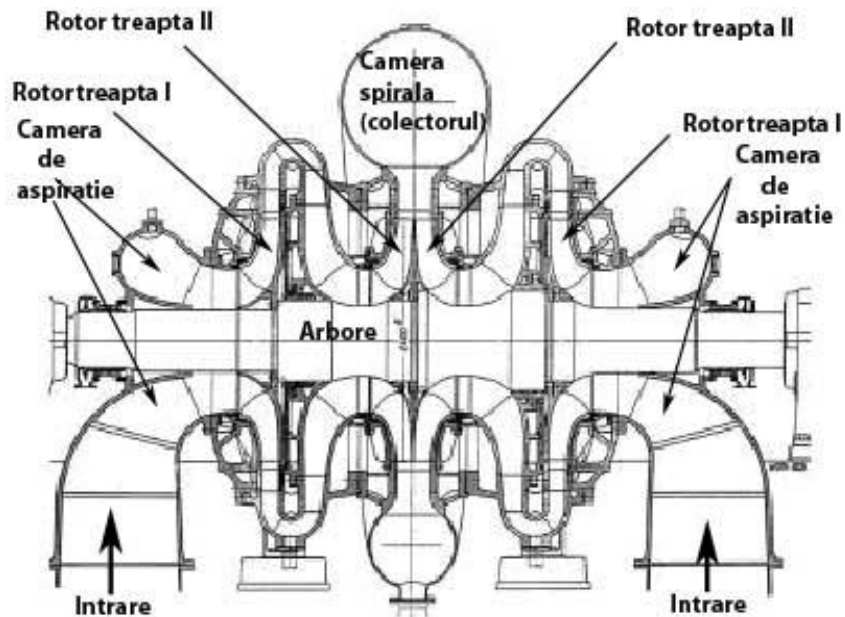


Fig. 1.3 Pompă de acumulare cu dublu flux, Miloș [70]

Pentru a asigura presiuni ridicate la debite relativ reduse se folosesc pompe centrifuge multietajate Fig. 1.4. Această pompă de acumulare cu dublu flux multietajată prezintă două rotoare așezate spate în spate legate în serie, aspirația făcându-se pentru primul rotor printr-o cameră de aspirație similară pompelor de acumulare cu dublu flux cu rotoare legate în paralel.

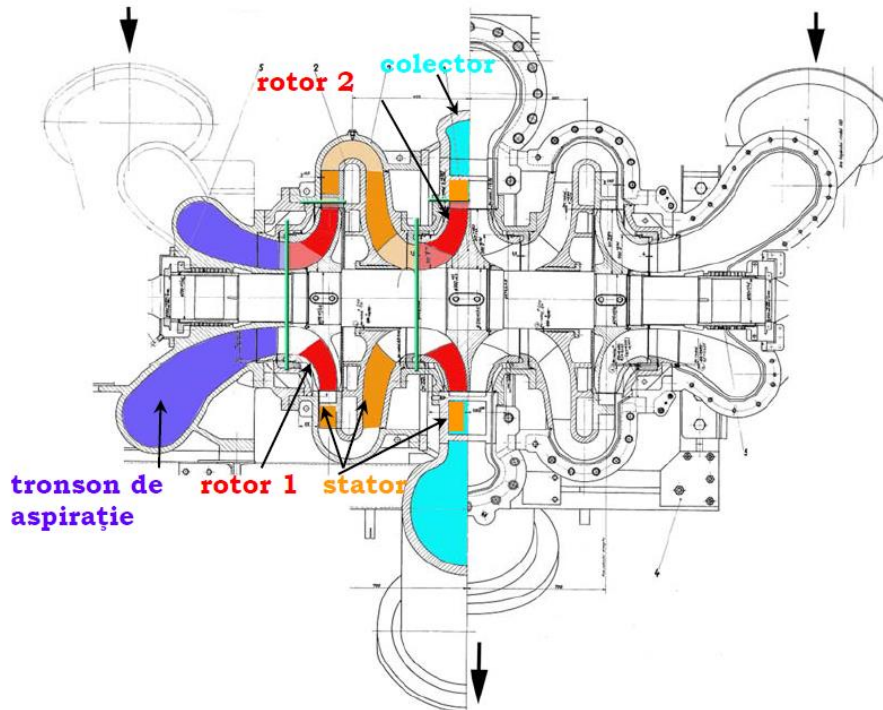


Fig. 1.4 Pompă de acumulare cu dublu flux și două etaje, Dunca [31]

Specific acestor pompe de capacitate mare este prezența la aspirație a unui cot cu o geometrie complexă 3D, Gulich [49], Fig. 1.5.

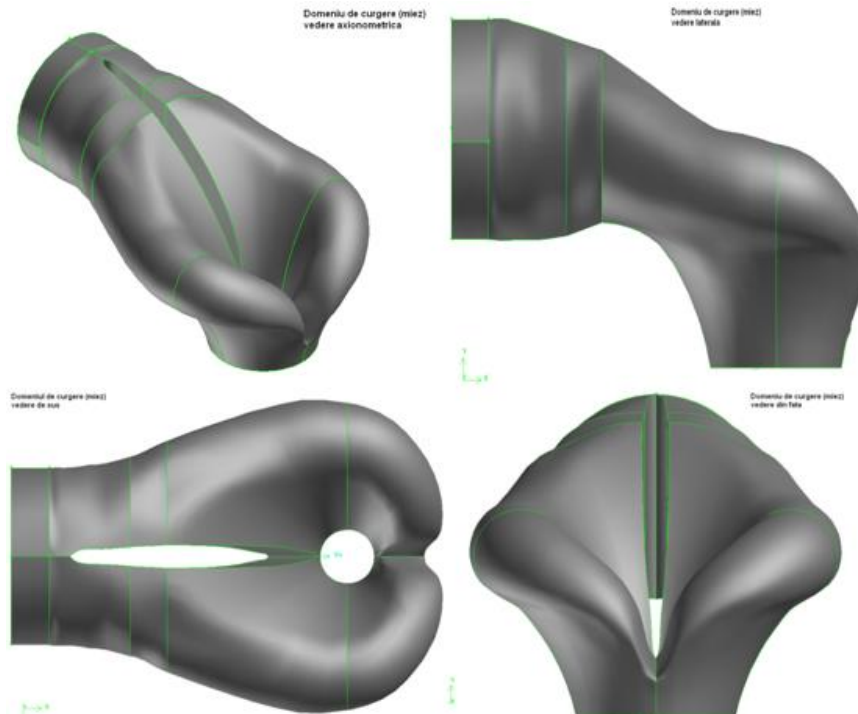


Fig. 1.5 Cotul de la aspirație – geometrie complexă 3D, Gulich [49]

În interiorul cotului de la aspirație, cazul de față, structura curentului este una foarte complexă. Ludke [67] a realizat în detaliu investigații experimentale a câmpului hidrodinamic de curgere în cotul de la aspirație cu scopul de a identifica structura curentului. Acesta a identificat o componentă circulară în distribuția vitezei datorată cotului de la aspirație. Structura curentului în cotul de la aspirație a pompei de acumulare este prezentată în Fig. 1.6 – stânga, în interiorul acesteia sunt evidențiate trei zone de separare a curentului:

1. prima zonă este localizată în vecinătatea pilei centrale unde conducta se desparte în două jumătăți identice;
2. a doua este localizată în zona de curbură a camerei, zonă în care curentul devine din radial un curent axial;
3. a treia zonă fiind localizată în spatele arborelui.

De asemenea pe secțiunea de ieșire a camerei de aspirație, curentul prezintă două vârtejuri contra-rotative în spatele arborelui, Fig. 1.6 - dreapta.



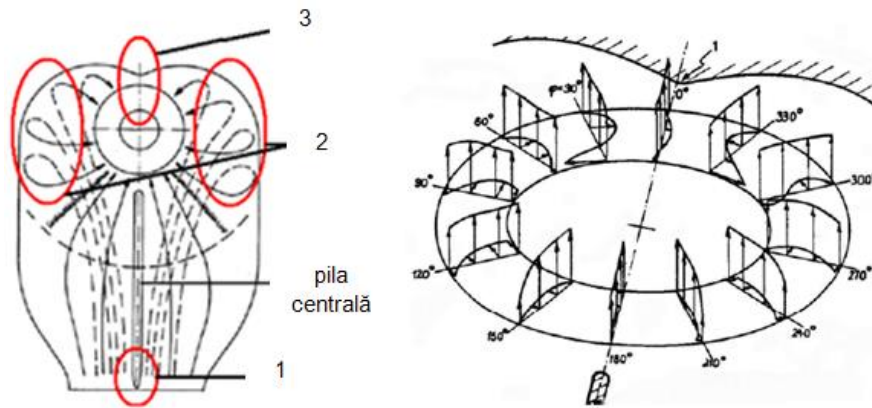


Fig. 1.6 Structura curentului în cotul de la aspirație al pompelor de acumulare cu dublu flux, Van den Braembussche [99]

Anton L.E. și alții [8] au investigat numeric câmpul hidrodinamic dintr-o conductă de aspirație simetrică a unei pompe cu dublu flux. Stuparu și alții [90] au evaluat cu ajutorul simulărilor numerice comportamentul curgerii în camera de aspirație și în rotorul unei pompe centrifuge de acumulare.

Cerința pentru viitor este ca pompele hidraulice să funcționeze la debit și la turație variabilă, ceea ce include funcționare la regimuri îndepărtate de punctul optim de funcționare. Adaptarea unităților de pompare la cerințele consumatorilor impune funcționarea cu turație variabilă a acestora.

### 1.3. SP Jidoaia – particularități

În prezenta teză de doctorat, cazul test investigat îl reprezintă stația de pompare Jidoaia. Necesitatea abordării acestui caz rezultă în urma problemelor în exploatare care sunt în stația de pompare. Aceste probleme se referă la instabilitățile energetice și cavitaționale care intervin atunci când se dorește funcționarea la un alt regim decât cel pentru care a fost proiectată. Proiectarea pompei analizate a fost efectuată în anii 1960 și sa urmărit realizarea unui traseu de aspirație simetric din considerente tehnologice. Sa ales soluța cu dispunerea în paralel, spate în spate, a două rotoare asemenea pentru a asigura un debit de pompare mare. Datorită acestei așezari, arborele traversează cele două secțiuni de întare ducând la o geometrie complexă a tronsonului de aspirație. Stația de pompare Jidoaia are o importanță deosebită, aceasta situându-se pe pârâul Voineșița care alimentează lacul de acumulare Jidoaia, care la rândul lui face parte sistemul hidroenergetic de pe râul Lotru, Cojocar [21]. Aproape 75% din puterea produsă de turbinele de pe Lotru este asigurată de stațiile de pompare. Stațiile de pompare operează pe timp de noapte când energia electrică este mai ieftină, cu un consum de doar 10% din energia produsă de turbinele aflate pe Lotru, Gînga [40]. Încadrarea SP Jidoaia în sistemul hidroenergetic Lotru este prezentată în Fig. 1.7.

## Sistemul hidroenergetic Lotru

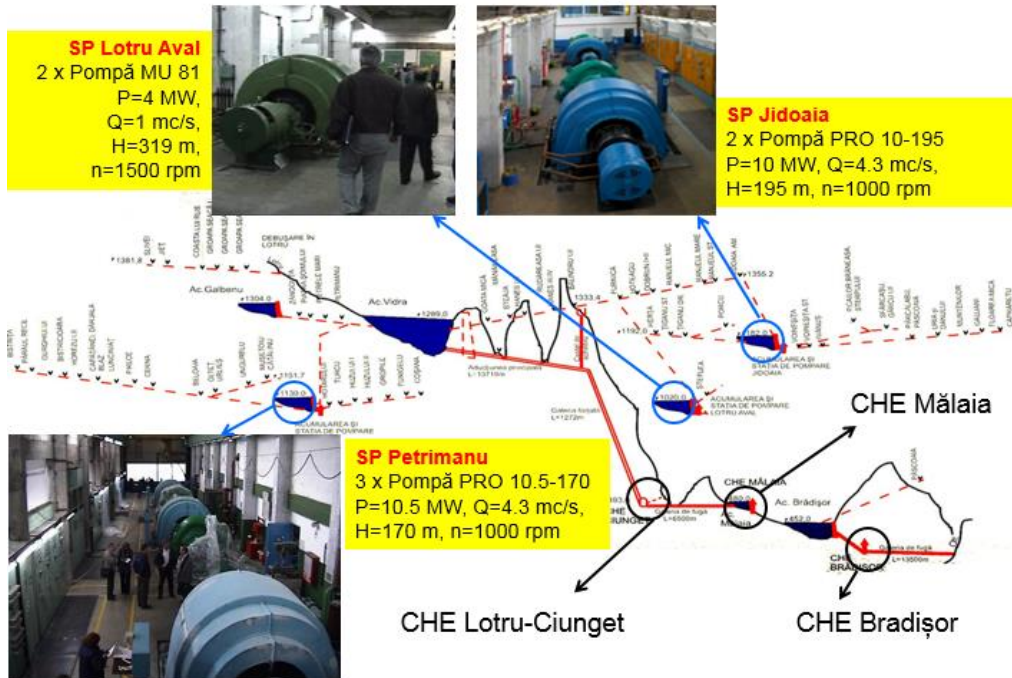


Fig. 1.7 Încadrarea SP Jidoaia în sistemul hidroenergetic Lotru

SP Jidoaia este echipată cu două pompe PRO 10-195 ale căror date sunt prezentate în Tabelul 1.1.

Tab. 1.1 Parametrii funcționali ai pompelor PRO 10-195 din SP Jidoaia

Mărimea	Simbol	U/M	Valorile parametrilor funcționali garantate de producător		
Înălțime manometrică totală	H	m	197	193	185
Debitul	Q	m <sup>3</sup> /s	4	4.2	4.6
Puterea absorbită	P	kW	8840	8940	9210
Randamentul total	$\eta$	%	87.5	89	90

Au fost determinate caracteristicilor acestor pompe prin măsurători "in situ", măsurătorile fiind efectuate de echipa coordonată de Prof.dr.ing. Anton Anton de la Universitatea Tehnică de Construcții din București, în cadrul proiectului „Determinarea caracteristicilor reale de funcționare ale hidroagregatelor se la stațiile de pompare Petrimanu, Jidoaia și Lotru Aval din amenajarea Lotru 2004-2006” Nr.87-12.02/04.05.2004. Acest proiect a avut ca și instituție coordonatoare Universitatea Politehnică din Timișoara și director de proiect pe Prof.dr.ing. Liviu Eugen Anton. Procedura aplicată a fost metoda termodinamică, care în principiu determină caracteristicile pompei utilizând legea conservării energiei, Baya și alții [12], Stuparu [86]. În urma rezultatelor s-a constatat că performanțele energetice nu sunt atinse iar fenomenul de cavitație este dezvoltat peste limitele tehnice

acceptabile, Anton A [4]. În Fig. 1.8 este prezentat rotorul pompei PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia, erodat cavitațional.



Fig. 1.8 Rotorul pompei PRO 10-195 ce echipează SP Jidoaia, erodat cavitațional

În urma acestei analize se observă necesitatea unei re tehnologizări a SP Jidoaia. Rezultatele obținute în prezenta teză de doctorat vor ajuta la înțelegerea fenomenelor nestaționare generate de cotul de la aspirație și propunerea de soluții pentru beneficiar, acesta putând lua o decizie asupra investiției de re tehnologizare.

#### 1.4. Standul de testare în circuit închis

Standul experimental pe care s-au efectuat măsurătorile experimentale este instalat în cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice de la Universitatea „Politehnica” Timișoara Fig. 1.9.

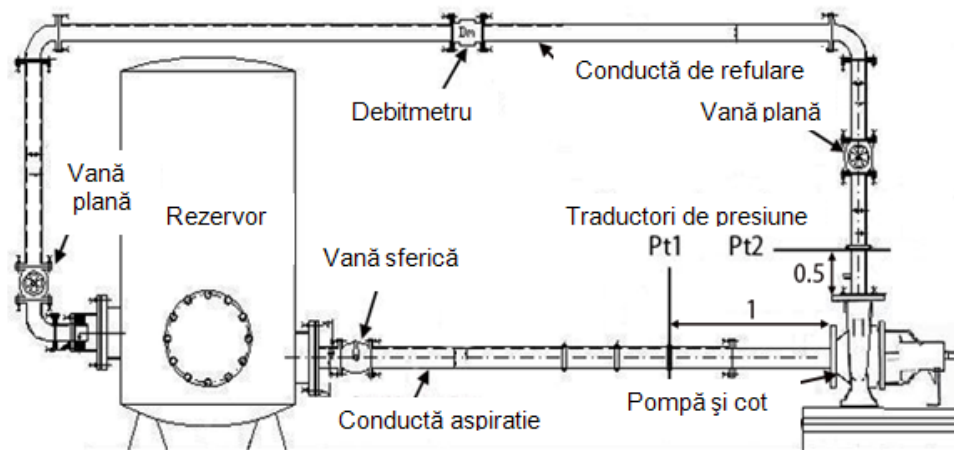


Fig. 1.9 Schița standului experimental pentru determinarea performanțelor energetice și cavitaționale a pompelor centrifuge din cadrul Laboratorului de Mașini Hidraulice de la Universitatea Politehnica din Timișoara

Acesta este compus din două rezervoare (fiecare având capacitatea de  $1 \text{ m}^3$ , conductele și coturile circuitului hidraulic, o vană sferică și două vane plane care permit izolarea secțiunii de lucru în vederea montării rapide a diferitelor rotoare care se testează. Pentru aerisirea instalației, rezervoarele sunt prevăzute cu câte un robinet de aerisire. De asemenea standul este echipat cu aparate de măsură: debitmetru, traductoare de presiune, termocuplă etc. toate acestea fiind legate la un sistem automat de achiziție de date. Pentru efectuarea măsurătorilor la turație variabilă standul este echipat cu un convertizor de frecvență care are posibilitatea să varieze turația motorului electric între 100 și 3000 rpm.

Scopul standului experimental este de a reproduce la scară redusă fenomenele hidrodinamice dintr-o stație de pompare, specifice curgerii în traseul hidraulic al pompelor de acumulare cu dublu flux. Cu acest stand se pot efectua investigații experimentale privind performanțelor energetice ( $H$ ,  $P$  și  $\eta$ ) și cavitaționale (NPSHc) ale rotoarelor de pompe de acumulare. Configurația standului permite și realizarea de investigații speciale aplicate pompelor. Câmpul de presiune nestaționară amonte de rotorul pompei de acumulare va putea fi evaluat prin intermediul măsurătorilor de presiune nestaționară – cu traductori de presiune piezorezistivi. Câmpul de viteză la intrarea în rotor poate fi investigat cu metoda LDV (Laser Doppler Velocimetry).

Echipamentele de măsură ce echipează standul experimental se împart în două categorii:

- Echipamentele de măsură pentru determinarea caracteristicilor globale ale pompelor centrifuge.
- Echipamentele de măsură pentru investigații speciale/neinvazive asupra pompelor centrifuge: determinarea câmpului de viteză cu LDV și determinarea câmpului de presiune cu senzori piezorezistivi.

#### **1.4.1 Echipamentele de măsură pentru determinarea caracteristicilor globale ale pompelor centrifuge**

În vederea determinării caracteristicilor globale ale pompelor centrifuge standul de testare este echipat cu următoarele echipamente de măsură:

##### a) Debitmetru electromagnetic

Debitul vehiculat de pompă în circuit este determinat cu ajutorul unui debitmetru electromagnetic (Fig. 1.10) de fabricație Siemens, montat pe conducta de refulare (pe secțiunea superioară). Caracteristicile debitmetrului electromagnetic sunt următoarele:

- domeniul de debite:  $0 \dots 45 \text{ l/s}$ ;
- precizie:  $0.2 \% \pm 2.5 \text{ mm/s}$  ;
- semnal intrare-ieșire 1 intrare pe curent, 1 ieșire digitală, 1 releu de ieșire ;
- ecran digital iluminat cu text alpha numeric  $3 \times 20$  caractere;
- alimentare:  $12-24 \text{ V AC-DC}$ ,  $115-230 \text{ V AC}$  ;
- temperatura de funcționare:  $-20-50 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $-4 - 122 \text{ }^\circ\text{F}$ );
- domeniul de presiuni: max. 16 bar.



Fig. 1.10 Debitmetru electromagnetic

## b) Traductoare de presiune

Pentru măsurarea presiunilor din circuitul standului experimental sunt prevăzute două traductoare de presiune, un traductor de presiune manovacuumetric și un traductor de presiune manometric. Traductorul de presiune manovacuumetric este montat pe conducta de aspirație a standului și măsoară presiune la intrarea în pompă (Fig. 1.11). Traductorul este de fabricație Turck și are următoarele caracteristici:

- semnal de ieșire: 4 - 20 mA;
- precizie:  $\pm 0.13\%$ ;
- racord: 1/4" NPT(M);
- putere: 12 - 28V DC (neregulat);
- domeniu de funcționare:  $-1+2.5$  bar.



Fig. 1.11 Traductor de presiune manovacuumetric

Traductorul de presiune manometric este montat pe conducta de refulare a standului și măsoară presiune de la ieșirea în pompă (Fig. 1.12). Traductorul este de fabricație Ellison și are următoarele caracteristici:

- semnal de ieșire 1 - 5 VDC;
- precizie  $\pm 0.13\%$ ;
- racord 1/4" NPT (M);
- putere 9 - 36V DC;
- domeniu de funcționare 0 până la +6 bar.



Fig. 1.12 Traductor de presiune manometric

#### c) Sonda de temperatură

Pentru monitorizarea temperaturii lichidului de lucru s-a prevăzut o sondă de temperatură, montată pe conducta de refulare a standului experimental în vecinătatea secțiunii de refulare a pompei (Fig. 1.13). În Fig. 1.14 sunt prezentate tipurile de monturi pentru traductoarele de presiune și sonda de temperatură.



Fig. 1.13 Sonda de temperatură

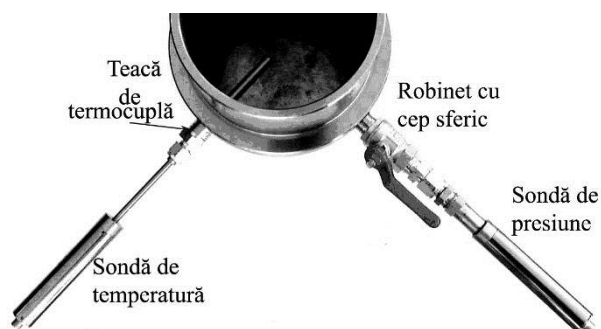


Fig. 1.14 Tipuri de montură a traductoarelor de presiune și sondelor de temperatură

Sonda de temperatură este de fabricație E.L.C.O și are următoarele caracteristici:

- domeniu de temperatură: 0-1800 °C;
- precizie 5%;
- referințe ajustări IEC: 584-2.

#### d) Invertor de turație

Pentru comanda și monitorizarea parametrilor electrici și menținerea la turație constantă a motorului electric, standul experimental a fost dotat cu un invertor de turație. Invertorul ACS850 este un convertizor de frecvență trifazat cu puterea nominală de 45 kW fabricat de ABB. În vederea asigurării posibilității de comandă a motoarelor asincrone cu turație mică invertorul ACS850 este echipat cu tehnologia Direct Torque Control (DTC). Panoul de control cu butoanele de comandă și afișaj digital permite controlul motorului electric atât local cât și de la distanță. Invertorul permite reglarea în timp real a turației motorului electric (de la 1 la 3000 rpm) cât și menținerea unei turații constante în timpul experimentelor. Panoul de forță echipat cu invertorul ACS850 și panoul frontal aferent se pot vedea în Fig. 1.15.



Fig. 1.15 Invertorul ACS850 în laboratorul de pompe: panoul frontal la pornire (stânga), panoului de comandă (mijloc) și interiorul panoului de comandă (dreapta)

e) Echipamente pentru achiziția datelor măsurate de aparatele de măsură

- Placa de achiziție

Pentru achiziția datelor măsurate de aparatele de măsură cu care este dotat standul experimental, s-a implementat în panoul de comandă a standului o placa de achiziție de date (Fig. 1.16) și prezintă următoarele caracteristici:

- conectare la calculator tip PC prin interfață compatibilă USB;
- 32 de canale cu intrări diferențiale în tensiune/curent cu precizie de 12 biți;
- construcția este modular cu posibilitatea de extindere ulterioară cu încă 32 de canale;
- domeniul de intrare  $\pm 10$  V/  $\pm 25$  mA/ 4 - 20 mA;
- frecvență de achiziție 100 ks/s;
- memorie de eșantionare de 512 k eșantioane;
- suport pentru Windows/Linux;
- izolare optică/galvanic între intrări și interfață cu calculatorul;
- consum de putere max. 10 W;
- domeniul de temperatură de funcționare 0 - 40 °C;
- posibilitatea adăugirii ulterioare de module de comandă.



Fig. 1.16 Placa de achiziție de date

- Soft-ul de achiziție de date

Soft-ul de achiziție de date este implementat pe platforma Windows afișând grafic în timp real curba energetică  $H=f(Q)$  și tabelar următoarele mărimi:

- presiunea la aspirație  $P_a$  [bar];
- presiunea la refulare  $P_r$  [bar];
- debit  $Q$  [l/s];
- puterea la arbore a motorului electric  $P_{arb}$  [kW];
- turație  $n$  [rpm];
- temperatură  $t$  [°C];
- înălțime de pompare  $H$  [m];
- randament  $\eta$  [%].



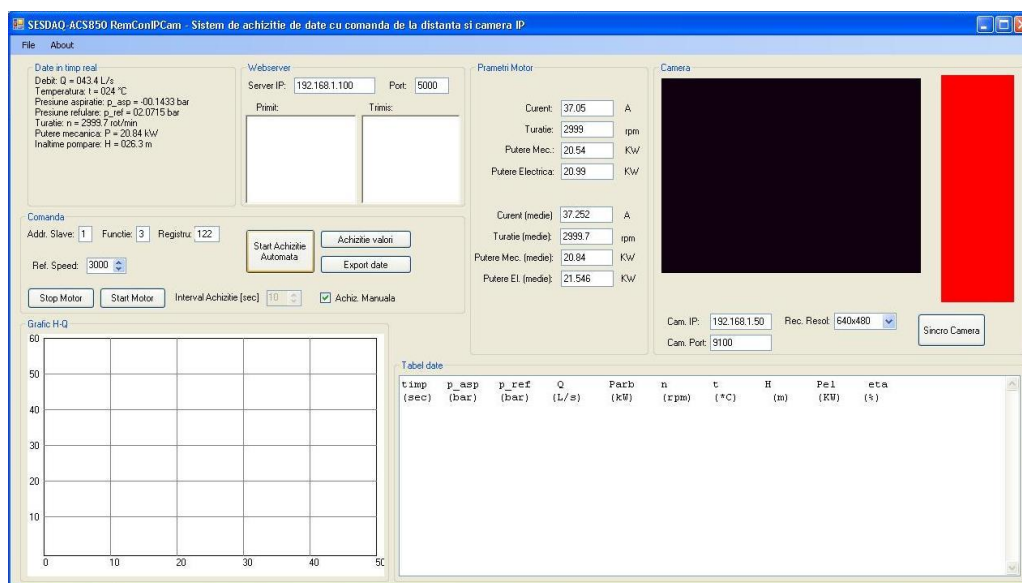


Fig. 1.17 Interfața grafică a softului de achiziție de date

Soft-ul de achiziție de date are următoarele caracteristici:

- interfață grafică cu user friendly, Windows/Linux;
  - trasare de grafice în timp real;
  - posibilitatea de salvare și deschidere ulterioară a fișierelor de date;
  - posibilitatea de exportare a datelor pentru calcul tabelar și prelucrarea ulterioară cu alte unelte software;
  - posibilitatea interfațării de noi senzori după o formulă de conversie specificată;
  - posibilitatea calculului unor mărimi de sinteză funcție de mărimile măsurate după o formulă dată;
  - posibilitatea corectării ieșirii senzorilor funcție de mărimile măsurate de alți senzori după o formulă dată;
- posibilitatea de impune intervalul de achiziție de date de la 0 la 1000000 sec.

#### 1.4.2 Echipamentele de măsură pentru măsurarea câmpului de viteză la intrarea în rotor

În vederea investigării vitezei într-un anumit punct din zona de aspirație a pompei centrifuge se folosește metoda Laser Doppler Velocimetry (LDV). Această metodă este o tehnică de măsurare a vitezei neinvazivă, ce poate fi aplicată în fluide transparente cu un indice de refracție omogen. Metoda determină viteza instantanee a particulelor de suspensie ce au fost introduse în fluid înainte. O schemă simplă de funcționare a LDV este prezentată în Fig. 1.18 [15]

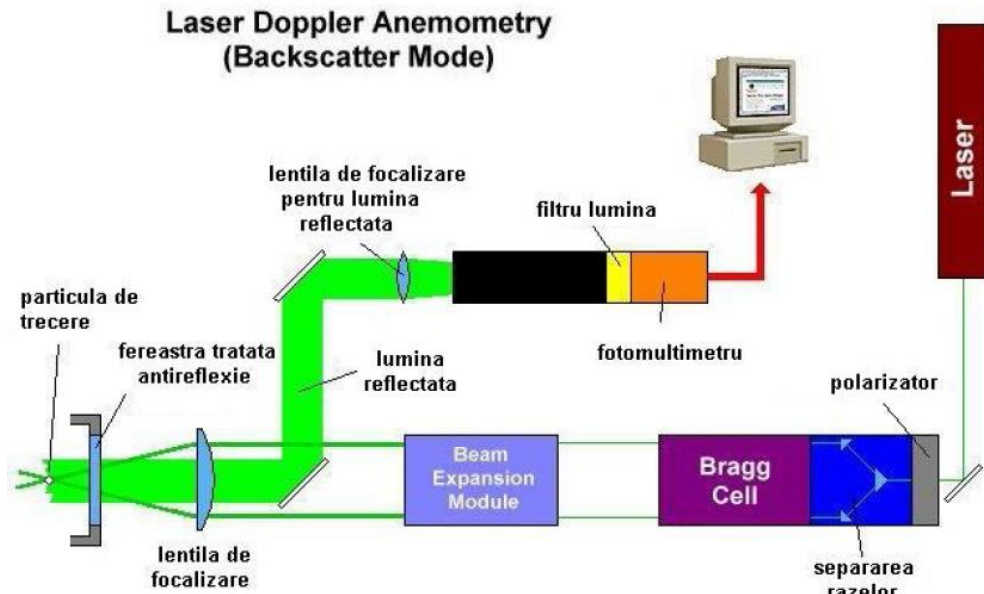


Fig. 1.18 Schema de funcționare al unui LDV, Bosioc [15]

Schema detaliată ce cuprinde traseul razei laser de măsură, dar și componentele măsurării luminii reflectate se prezintă în Fig. 1.19 [15]

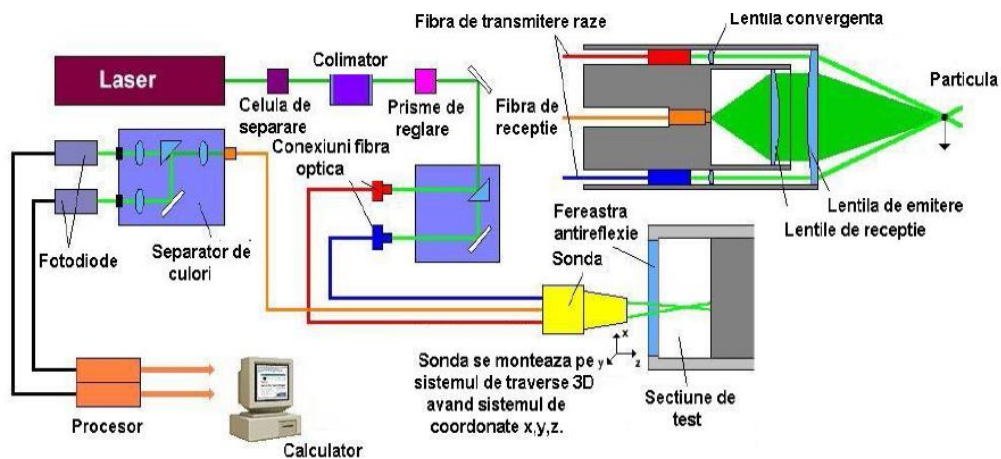


Fig. 1.19 Schema detaliată a sistemului de fibră optică, Bosioc [15]

Schema prezintă principiul de măsurare cu LDV pe metoda preluării luminii reflectate de aceeași sondă de măsură. Fascicolul de lumină este generat de tubul laser, după care ajunge în celula de separare (Bragg Cell). După ce fascicolul luminos a fost împărțit în două lumini de culori diferite, ele trec printr-un modul de amplificare (Beam expansion module), după care cu ajutorul fibrei optice și a lentilelor ajunge în secțiunea de test. Lumina reflectată înapoi este preluată de un

fotomultimetru, după care semnalul digital este transmis la calculator. Pentru măsurarea vitezei particulei din fluidul de lucru se folosește următoarea formulă:

$$V_{particula} = c \cdot [1 - (\lambda_i / \lambda_0)] \quad (1.1)$$

Unde:

- $c$ , constanta de măsurare,
- $\lambda_i$ , lungimea de undă generată de laser,
- $\lambda_0$ , lungimea de undă reflectată de particulă.

Particula de reflexie trece prin zona de franjuri, fiind iluminată. Lumina reflectată trece dintr-o lentilă în proba de recepție, după care ajunge la detector. Acest detector poate fi o fotodiodă sau un fotomultimetru. Semnalul de la detector este periodic și are frecvența:

$$f = V_x / d = [2V_x \cdot \sin(\psi / 2)] / \lambda \quad (1.2)$$

Unde:

- $\psi$ , unghiul dintre razele laser emise de sonda de măsură,
- $\lambda$ , lungimea de undă,
- $d$ , distanța dintre două franjuri din volumul de probă,
- $V_x$ , componenta  $x$ , a vitezei particulei perpendiculară pe planul de interferență.

Alte componente ale vitezei sunt determinate de franjurile perpendiculare pe primul set. Două perechi de raze setate ortogonal, pot forma un singur volum de măsură. Distincția dintre cele două se face folosind două frecvențe diferite. Una pentru o pereche de raze, iar altă frecvență pentru celălalt set de raze. Diferența dintre ele se face și prin culorile diferite. Un mare avantaj în utilizarea LDV este folosirea fibrei optice, care oferă o mare flexibilitate și simplifică mult procedura de reglare, setare și analiză de date. În Fig. 1.19 este prezentată schema în care apare fibra optică în sistemul LDV.

Pentru o mobilitate cât mai mare a sistemului de măsură, fibra optică face legătura dintre separatorul de raze și sonda de măsură. Pentru un sistem 2D pe fibră optică se vor afla patru fascicule de lumină, două având culoarea verde, iar două având culoarea bleu. Pe aceeași fibră se va afla și lumina de reflexie provenită de la particulele de suspensie. La rândul ei lumina de reflexie este trimisă la un separator de culori, filtrată și amplificată cu ajutorul unor fotodiode situate pe fiecare lumină ( în cazul de față 2 lumini). Frecvența acestora este analizată de un procesor, după care semnalul este trimis la calculator.

Pentru măsurarea vitezelor meridională și tangențială din interiorul secțiunii de test s-a achiziționat un sistem Laser Doppler Velocimetry. Acest sistem permite măsurarea celor două componente ale vitezei într-un punct, cu o eroare de măsură foarte mică dacă se respectă toate regulile impuse de sistemul de măsurare. Pe de asupra LDV poate măsura până la trei componente ale vitezei, Gouin et al. [48]. Toate aceste echipamente vor fi descrise în capitolele următoare, unde vor fi descrise detaliat dar și principiul de funcționare al acestora. În cele ce urmează se va detalia modul de funcționare al acestui tip de aparat.

#### 1.4.2.1 Prezentarea principiului de funcționare al LDV

Pentru măsurarea profilelor de viteză se folosește un sistem de măsură LDV. Sistemul LDV este achiziționat de la firma Dantec Dynamics, iar principiul de măsurare este prezentat în Fig. 1.20. Fiindcă este un sistem de măsură 2D va măsura două profile de viteze:

- viteza axială;
- viteza tangențială.

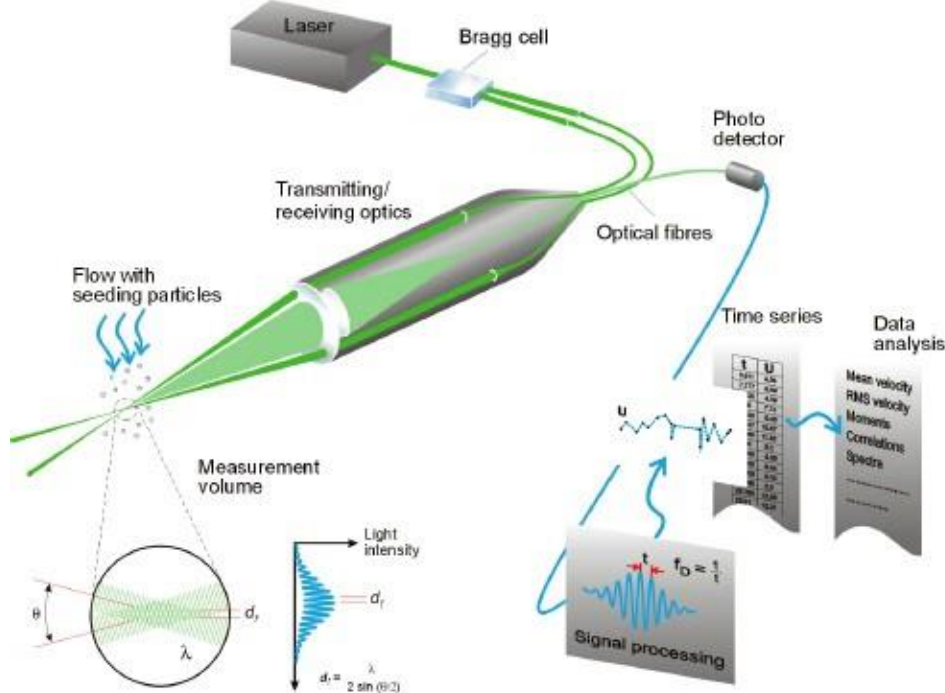


Fig. 1.20 Schița LDV de funcționare și prelucrare a datelor

Este alcătuit din trei părți principale:

- Sistemul de generare al razei laser și măsurare
- Sistemul de reglare al traverselor
- Sistemul software de achiziție

Sistemul de generare al razei laser și măsurare este alcătuit din:

- generatorul razei laser
- sistemul de divizionare al razei
- manipulatorii pentru fiecare rază laser
- sonda de măsură

### Generatorul razei laser

Cuprinde sursa și generatorul de laser propriu-zis. Sursa de alimentare cuprinde un buton de pornire/oprire a acesteia, un locaș pentru inserarea cheii prin care se porneste/oprește generatorul laser. Dacă această cheie este decuplată atunci se oprește sursa laser. Mai cuprinde două leduri de atenționare unul pentru a indica existența tensiunii în sursă (roșu) iar unul pentru a indica dacă funcționează sau nu laserul (verde). Tot pe sursă mai avem legată o comandă mobilă din care se poate regla laserul. Astfel se poate opri, pune pe poziția de pauză sau de a se regla intensitatea fascicolului laser iar prin afișajul de care dispune se poate citi valoarea puterii laserului exprimată în  $mW$ . Tot la sursa laser este conectat cablul pentru alimentarea generatorului laser.

Generatorul propriuzis conține un rezervor în care se găsește argon. În funcție de intensitatea curentului cu care este lovit la capete acestuia se formează o rază laser de intensități diferite. Intreg sistemul este răcit cu ajutorul a două ventilatoare care în momentul opririi razei laser încă funcționează. Prin intermediul termostatului acestea se opresc atunci când rezervorul de argon a ajuns la o temperatură optimă. La capătul generatorului se formează fascicolul laser care cuprinde mai multe culori. Pentru protecție în timpul manipulării sau în timpul opririi are prevăzut un comutator ce închide generarea fascicolului.

### **Sistemul de divizare al razei**

După ce fascicolul laser iese din generator acesta intră în separator, care are rolul de a diviza fascicolul prima dată în două raze laser de lumini diferite. După aceea fiecare lumină se mai divide în 2 părți pentru a se putea efectua măsurătoarea. Pentru a fi siguri de poziționarea perfectă a generatorului și a sistemului de divizionare pe aceeași axă este un sistem de reglare. Astfel la intrarea fascicolului în sistemul de divizionare avem un sistem de poziționare. Cu ajutorul comutatorului ce este trecut pe poziția alignment se încearcă a se aduce fascicolul în așa fel încât în centrul testerului să nu avem lumină, toată trebuind să fie focalizată uniform pe marginea cercului vizibil. Operațiunea de calibrare la intrare fiind realizată, fascicolul se divide în 4 raze două de culoare verde iar două de culoare albastră.

Fiind realizată divizarea fascicolului în 4 raze, fiecare dintre ele este orientată spre un manipulator în care se reglează intensitatea. Fiecare manipulator are prevăzute mai multe reglaje pentru fiecare rază în parte.

### **Sonda de măsură**

După ce fiecare fascicol este reglat în parte cu ajutorul unui conector razele sunt direcționate spre sonda de măsură. Astfel pentru măsurarea 2D (două profile de viteză), razele verzi corespunzătoare profilelor de viteze axiale au o distanță între raze de 39.298 mm, iar razele albastre corespunzătoare profilelor de viteze tangențiale au o distanță între raze de 39.198 mm. Distanța focală a lungimii lentilelor utilizate este de 159.6 mm, distanța care trebuie luată în calcul atunci când se instalează software-ul necesar achiziției de date.

### **Sistemul de reglare al traverselor**

Pentru măsurarea în timp real dintr-o parte în cealaltă a secțiunii noastre de testare este prevăzut un sistem de deplasare 1D. Astfel ansamblul se deplasează după axa y cu o acuratețe de deplasare de 0.01 mm.

### **Etape de pornire a sistemului LDV**

- 1) Pornirea laserului, a procesorului principal, sistemului de traverse și conectarea la calculator. A se avea grijă ca toate elementele să fie alimentate.
- 2) După ce se introduce stickul necesar rularii programului se porneste aplicația BSA Aplicati (conexiunea cu procesorul are următoarele seriale: 10.10.100.100-255.0.0.0). Odată pornită aplicația cu click de dreapta pe BSA Aplicati se conectează cele două procesoare corespunzătoare analizei de date și sistemului de traverse. Dacă nu se conectează din prima se încerca și a doua oară.
- 3) Odată activate procesoarele se poate porni o aplicație mai veche sau una nouă.

- 4) Se porneste laserul din poziția stand-by, se deschide hubloul de la generatorul de raze laser, hublourile de la manipulator și hubloul de la sonda de măsură;
- 5) Pentru a putea deplasa sistemul 3D de traverse Traverse System (click dreapta) – traverse controller. În noul meniu deschis apare deplasarea pe fiecare axa în parte sau modele de deplasare. În meniul principal Traverse System se pot insera din format .xls coordonatele mai multor puncte de măsură
- 6) Odată reglat sistemul de deplasare, se poate insera din BSA Aplicacion- click dreapta opțiuni pentru vizualizarea fenomenului. Utilizând tuburi de plasma metalo-ceramice cu aliniere permanentă se va asigura o durată mare de funcționare pentru tubul de plasmă cu o întreținere minimă.

Laserul răcit cu aer oferă următoarele caracteristici:

- Se produce o singură rază de lumina la ieșire fără a utiliza o prismă
- Obglinzile interioare ale tubului de plasmă sunt aliniată din fabricație
- Asamblarea oglinzilor: este direct vidată-etanșată pe tubul de plasmă utilizând tehnici dovedite cu laserele heliu-neon
- Fără spații intracavitaționale care minimizează contaminarea optică și claritatea câmpului
- Construcția metalo-ceramică a tubului de plasmă asigură o siguranță în exploatare îndelungată
- Circuitul modular a tubului de plasma elimina nevoia unui voltaj ridicat prin cablul de legatura.

### **Caracteristicile laserului anemometric**

Dezvoltarea continuă a laserului cu gaz a făcut posibil utilizarea efectului Doppler în metoda optică neintrusivă pentru a măsura vitezele în gaze, lichide și solide. Metoda este numita Laser Doppler Anemometry sau LDA. Laserele anemometrice sunt instrumente optice non-contact pentru investigarea structurii curgerilor fluidului în gaze și lichide. Aceste instrumente de măsură își datorează existența invenției laserului cu gaz la începutul anilor '60, Adrian [2].

Laserul anemometric oferă avantaje unice în comparație cu alte instrumente de investigare a curgerii fluidului:

- Măsurarea optică non-contact

Sonda laserului anemometric poate determina viteza fără a incomoda curgerea în volumul de măsură. Singura condiție pentru măsurare este aceea de a avea un mediu transparent cu o concentrație adecvată de particule în mediul respectiv și acces optic la curgere printr-o fereastră sau cu o sonda submersibilă. În ultimul caz sonda submersibilă sigur va influența curgerea în vecinătatea ei, dar dacă măsurătorile se vor efectua la o distanță considerabilă de sonda, influența acesteia se va neglija.

- Fără calibrare

Laserul anemometric are un răspuns unic propriu la viteza fluidului și anume linearitatea absolută. Măsurătoarea este bazată pe stabilitatea și linearitatea undelor optice electromagnetice care pentru cele mai multe scopuri practice poate fi considerat neinfluențabil pentru alți parametri fizici cum ar fi temperatura și presiunea.

- Răspuns direțional bine definit

Cantitatea măsurată prin metoda laserului Doppler este proiecția vectorului vitezei pe direcția de măsurare pe sistemul optic (un răspuns cosinusoidal).

- Rezoluție temporală și spațială ridicată

Optica laserului anemometric este capabilă să definească un volum de măsură foarte mic în așa fel încât să ofere o rezoluție spațială bună și permite măsurarea locală a vitezei. Volumul mic de măsură în combinație cu procesarea rapidă a semnalului electronic permite o bandă largă de măsurare și timp de analiză a măsurărilor fluctuațiilor de viteze. De obicei măsurătorile sunt limitate de concentrația de particule din fluidul măsurat.

### Particulele din apă

În LDA nu se măsoară viteza fluidului ci viteza particulelor suspendate în fluid. În acest caz particulele din apă pot fi considerate una cu viteza fluidului. Particulele trebuie să fie destul de mici pentru a trasa precis curgerea, dar destul de mari pentru a împrăștiia suficientă lumină pentru fotodetector pentru a putea să detecteze frecvența Doppler. Ideal particulele ar trebui să plutească în apă, ceea ce înseamnă că ar trebui să aibă aceeași densitate ca fluidul de măsurat, dar în multe aplicații experimentale este o considerație secundară.

Astfel din proprietățile particulelor putem aminti:

- Capabile să urmărească curgerea fluidului
- O lumină de reflexie bună
- Ieftine
- Netoxice, anticorozive, neabrazive
- Nevolatile sau puțin evaporante
- Inactive din punct de vedere chimic
- Curate

În general mișcarea particulelor suspendate în fluid este afectată de:

- Forma particulei
- Marimea particulei
- Densitatea relativă a particulei în fluid
- Concentrația particulelor din fluid
- Forțele corpului

Forma particulelor afectează sarcina exercitată de particule în fluidul ce o inconjoară marimea particulelor cu densitatea lor relativă influențează răspunsul la schimbările de viteză din jurul fluidului.

Concentrația de particule afectează și mișcarea particulelor prin interacțiunea ce are loc între ele. În practică concentrațiile utilizate sunt atât de mici, încât interacțiunea dintre ele poate fi neglijată.

De asemenea forțele ce acționează cum ar fi gravitația, pot fi ignorate, exceptând aplicațiile curgerilor lente, unde flotabilitatea particulelor poate fi o problemă.

Intrucât analiza mișcării particulelor este complicată chiar și în cazul particulelor sferice, și cum particulele reale pot fi modelate corespunzător, se vor analiza numai particulele sferice într-un fluid infinit. Se presupune că rezultatele se aplică calitativ și pentru particulele cu forme iregulate.

Depinzând de natura curgerii, particulele utilizate pentru măsurătorile LDA au diametrele cuprinse între 0.1 și 50  $\mu\text{m}$ .

Alegerea particulelor utilizate depinde de un număr de parametri. În prealabil materialul acestora ar trebui ales luând în considerare fluidul care ar trebui măsurat și laserul disponibil. În general particulele ar trebui alese cât mai mari posibil pentru a putea împrăștiia cât mai multă lumină, dar marimea ei este limitată întrucât dacă sunt prea mari nu vor urma curgerea corespunzător. În general marimea maximă a particulei permisă se micșorează cu creșterea vitezei curgerii, turbulentei și gradientilor de viteză.

### 1.4.2.2 Prezentarea generală a softului de achiziție

Interfața permite utilizatorului controlul tuturor setărilor pentru sistemul LDV, achiziția de date cât și analiza datelor făcând experimentele cu LDV cât mai flexibile. Înainte de a începe procedura de măsurători utilizatorul poate defini o secvență din achiziția de date, analiză și opțiuni de display conducând la cerințele dorite și rezultatul final. Rezultatul final este updatat automat în timpul măsurătorilor oferind imediat rezultatele măsurării.

Softul de achiziție BSA Flow Software poate oferi următoarele informații privind măsurătorile [23]:

- Sursele de date (semnalul procesorului sau datele importate)
- Calculele statistice
- Spectrul sau calculele corelate
- Medierea datelor
- Plotarea datelor
- Listarea datelor
- Exportul datelor

Datele sunt stocate într-o bază de date și pot fi analizate adăugând sau stergând datele din baza de date existentă.

### 1.4.3 Echipamentele de măsură pentru măsurarea câmpului de presiune nestaționar la intrarea în rotor

Măsurătorile experimentale ale câmpului nestaționar de presiune se vor efectua cu ajutorul a doi traductori de presiune piezorezistivi fabricați de KISTLER, tip 4043A2, care s-au montat pe secțiune de ieșire a cotului de la aspirație (Fig. 1.21).

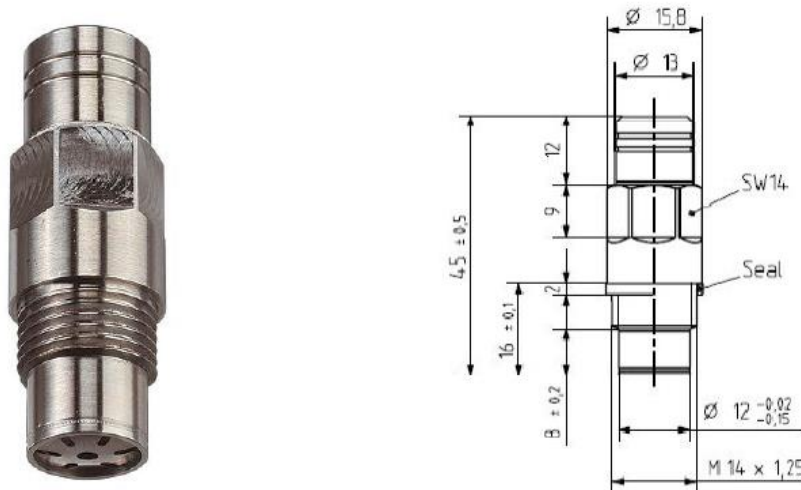


Fig. 1.21 Traductor de presiune piezorezistiv absolut tip 4043A2

Traductorul de presiune piezorezistiv de tip 4043A2 (Fig. 1.21), este un traductor de presiune absolută pentru măsurarea presiunii statice și dinamice. Elementul traductor este o celulă de siliciu care împreună cu un rezistor de presiune - rezistiv, formează o punte Wheatstone. Circuitul tip punte este alimentat



permanent. Sub acțiunea presiunii, puntea intră în dezechilibru, rezultând la ieșire un semnal care însumează 500 mV pe tot domeniul de măsură.

Tabel 1.2 Date tehnice privind traductorul de presiune piezorezistiv de tip 4043A2

<b>Specificații</b>		
Presiune absolută		
Domeniul de măsură	bar <sub>abs</sub>	0...2
Supraîncărcarea	bar <sub>abs</sub>	5
Sensibilitate	mV/bar	250
Scala de măsură	mV	500
Curentul de calibrare	mA	2...5
Offset față de zero	mV	<±20
Liniaritate	% FSO	<±0.3
Temperatura de operare	°C	-20...50
Temperatura min./max.	°C	-40...70
Frecvența naturală	kHz	>30
Diametrul frontal	mm	12
Filet		M12x1.25
Lungime	mm	16

#### Semnificația datelor tehnice

Domeniul de măsură reprezintă domeniul de măsurare al traductorului prevăzut din fabricație (de la limita minimă la cea maximă admisă).

- Supraîncărcarea reprezintă valoarea maximă aplicabil asupra încărcării traductorului fără a afecta performanțele.
- Sensibilitate reprezintă raportul dintre semnalele de ieșire și .
- Scala de măsură sau capătul de scară (Full Scale output - FSO) reprezintă diferența dintre semnalele de ieșire în limitele specificate.
- Curentul de calibrare este definit ca și curentul de excitare a punții la care traductorul afișează valorile specifice pentru sensibilitate, capătul de scară offset-ul față de zero.
- Offset-ul față de zero reprezintă semnalul de ieșire aplicat la temperatura de referință.
- Liniaritatea reprezintă deviația maximă a curbei de calibrare față de o dreaptă specificată (Fig. 1.22).

Curba de calibrare a traductorului este o dreaptă închisă între două paralele, a cărei condiție principală este să pornească din valoarea offset-ului ZMO, (Fig. 1.22). Panta dreptei reprezintă sensibilitatea traductorului în timp ce distanța măsurată pe direcția ordonatei, dintre cele două paralele, reprezintă liniaritatea exprimată în procente față de scala maximă de măsură. Corecția curbei de calibrare se face prin impunerea offset-ului ZMO în programul amplificatorului piezorezistiv.

Certificatul de calibrare a traductorului AD3.

Curentul de calibrare [mA]	Sensibilitate [mV/bar]	Offsetul față de zero ZMO [mV]	Capătul de scară FSO [mV]
3.732	250	0.1	500

## Certificatul de calibrare a traductorului AD4

Curentul de calibrare [mA]	Sensibilitate [mV/bar]	Offsetul față de zero ZMO [mV]	Capătul de scară FSO [mV]
3.803	250	1.79	500

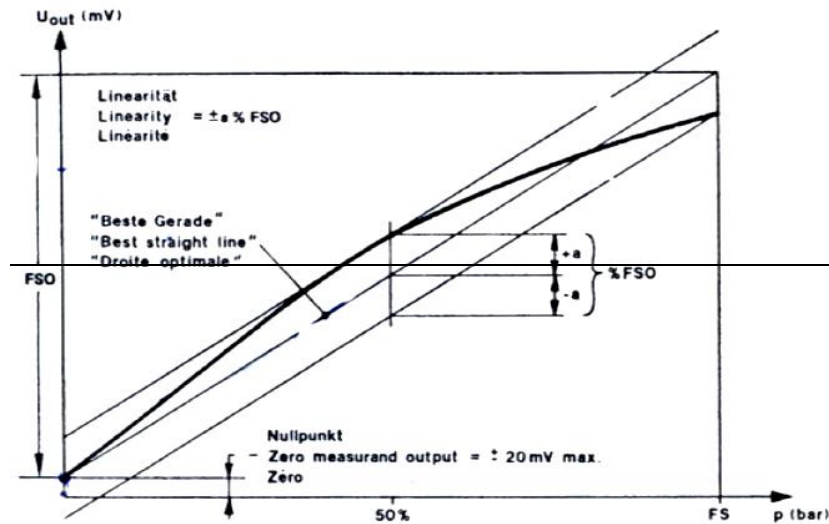


Fig. 1.22 Curba de calibrare a traductorului [59]

**Funcționarea traductorului și amplificatorului de presiune**

În Fig. 1.23 este reprezentată diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv. Rezistorii sunt așezați pe membrana de siliciu, astfel încât sub acțiunea presiunii, rezistențele  $R_{14}$  și  $R_{35}$  prezintă valori ridicate, iar  $R_{24}$  și  $R_{15}$  se diminuează. Datorită unui factor de măsură mare, rezultă valori mari ale lui  $\Delta R$ , ducând la un dezechilibru mare a punții și mai departe la un semnal ridicat la ieșire.

Abaterile și erorile de temperatură sunt corectate de rezistorii de compensare aflați pe un circuit instalat pe carcasa traductorului.

Când fluxul de presiune acționează asupra membranei traductorului, semnalul este transmis la celula de măsură printr-un tampon de ulei. Astfel circuitul de tip punte intră în dezechilibru și se obține un semnal de ieșire în volți proporțional cu presiunea. Traductorul este proiectat să funcționeze la o excitație de curent constantă pentru puntea de măsură.

Amplificatorul piezorezistiv tipul 4603 A (Fig. 1.24), are funcțiile de amplificator, monitor și unitate de alimentare pentru operațiile de măsură a celor doi senzori de presiune piezorezistivi. Amplificatorul alimentează senzorul, condiționează semnalul și afișează direct valoarea măsurată a presiunii în Pa, bar sau Psi.

- Amplificarea la intrare: etajul de intrare al amplificatorului este un instrument de amplificare cu intrare diferențială și impedanță ridicată, cu o amplificare totală de 5.5.
- Etajul de amplificare prin setări digitale: prin programarea parametrilor "Range", "Sensor Sensitivity" și a curentului de calibrare, amplificarea se poate controla digital de la valoarea de 0.09 la 1.

- Memorarea valorilor min./max. a măsurătorilor: minimul și maximum valorilor presiunii măsurate în timpul unui regim sunt afișate de amplificator.
- Amplificarea finală: amplificarea finală se face asupra întregului semnal cu 1, 2, 5 sau 10 [V].

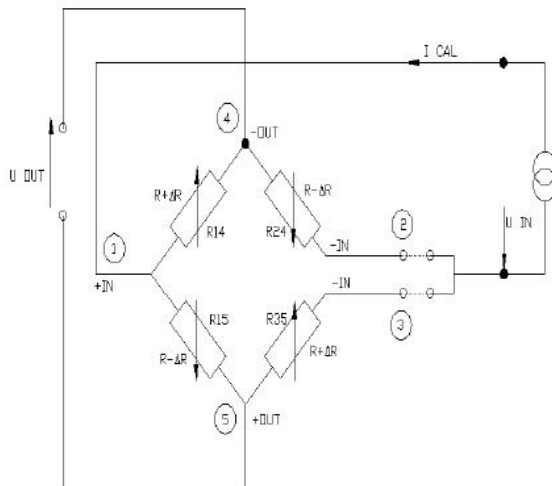


Fig. 1.23 Diagrama de funcționare a traductorului de presiune piezorezistiv tip 4043A2 [59]



Fig. 1.24 Amplificatorul piezorezistiv de presiune [59]

Pentru determinarea timpului de achiziție a semnalelor traductorilor de presiune netaționară, este necesară implementarea sistemului LDV (Laser Doppler Velocimetry). LDV-ul permite evaluarea câmpului de viteze fiind o tehnică neinvazivă de măsurare a vitezelor într-un circuit hidraulic, Tănasă [94]. Această metodă poate fi aplicată fluidelor transparente cu indice de refracție omogen. Prin introducerea unor particule speciale în fluidul de lucru, metoda determină viteza instantanee și timpul de tranzit dintre particule. Astfel pentru a putea achiziționa semnalele de presiune netaționară transmise de traductorii de presiune, este necesară determinarea timpului de tranzit a particulelor prin volumul de măsură al sondei LDV.



Fig. 1.25 Procesorul datelor experimentale

Semnalul de ieșire din amplificatorul de presiune este preluat de un procesor (Fig. 1.25) și este corelat cu timpul de trecere a particulelor prin volumul de măsură al LDV. Procesorul permite achiziția și afișarea simultană semnalelor transmise de cei doi traductori de presiune piezorezistivi. Softul de achiziție de date al procesorului (BSA Flow Software [18]), prezintă funcții suplimentare aplicabile datelor măsurate:

- Sursele de date (semnalul procesorului sau datele importate);
- Calcule statistice;
- Spectrul hidrodinamic al câmpului de presiune și calcule corelate;
- Medierea datelor;
- Afișarea grafică a datelor măsurate;
- Afișarea tabelară a datelor măsurate;
- Posibilitatea de exportare a datelor în formatul agreat.

#### **Datele de ieșire din procesor**

- Timpul de achiziție: durata de timp în care s-au realizat măsurătorile la fiecare regim de funcționare;
- Numărul total de eșantioane;
- Presiunea medie;
- RMS - abaterea medie pătratică:  $\sigma = \sqrt{\sigma^2}$

unde  $\sigma^2 = \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot (u_i - u^{-2})$  reprezintă varianța  $i=0$

iar  $\eta_i$  poate fi:  $\eta_i = 1 / N$  care reprezintă ponderea aritmetică

sau  $\eta_i = \frac{t_i}{\sum_{j=0}^{N-1} t_j}$  care reprezintă ponderea timpului de tranzit a particulei,

$N$  este numărul de probe măsurate și  $t_i$  reprezintă timpul în care particula trece prin volumul de proba.

Softul de achiziție permite și afișarea unui fișier de date în timp real. Tabelul 1.3 prezintă componentele măsurate în timp real:

- AT [ms] - timpul de început și de final al achiziției de date în punctul respectiv de pe axă;
- TT [ $\mu$ s] - timpul în care o particulă trece prin volumul de probă (timpul de tranzit);
- AD3 [V] - tensiunea achiziționată de la traductorul 1;
- AD4 [V] - tensiunea achiziționată de la traductorul 2.

Tab. 1.3 Plotarea în timp real a datelor achiziționate.

AT [ms]	TT [ $\mu$ s]	AD3 [V]	AD4 [V]
------------	------------------	------------	------------

Suplimentar soft-ul de achiziție a datelor cu care este dotat procesorul efectuează și o post procesare a datelor prin reconstrucția spectrului hidrodinamic. Softul de achiziție al LDV-ului (BSA Flow Software), permite determinarea densității spectrale și a transformatei Fourier rapidă din care se pot determina frecvența și amplitudinea maximă a semnalului. Tehnica FFT (Fast Fourier Transform) necesită un interval de timp de eșantionare cu pas constant. Eșantionarea semnalelor se face în timp variabil, astfel înainte de a aplica tehnica FFT, soft-ul de achiziție BSA efectuează o reeșantionarea la pas constant folosind metoda Sample and Hold.

Reeșantionarea reprezintă procesul de conversie a reprezentării semnalelor înregistrate la pas variabil într-o reprezentare la pas constant. Metoda de reeșantionare Sample and Hold presupune că eșantionarea este constantă până la apariția unei noi eșantionări (Fig. 1.26).

Metoda de eșantionare a semnalelor se comportă ca un filtru trece jos. Respectând criteriul lui Nyquist, care spune că frecvența trebuie luată de cel puțin două ori mai mare decât frecvența maximă conținută în semnalul eșantionat iar achiziția se va face la un nivel de eșantionare cât mai mare, soft-ul de achiziție BSA re-eșantionează frecvența semnalelor.

Software-ul necesar măsurării pulsațiilor de presiune este dezvoltat în programul LabView. Este astfel implementat încât se pot programa datele achiziționate pentru presiune. Fiecare are în program câte un coeficient care permite alinierea acestora și pentru a reda datele măsurate în diferite unități de măsură. De asemenea, timpul de achiziție sau numărul de eșantioane măsurate pot fi stabilite.

Un subprogram permite salvarea datelor măsurate în formatul dorit și permite analiza spectrului Fourier al semnalului de presiune măsurat prin vizualizarea instantanee a acestuia. Analiza instantanee permite utilizatorului să stabilească dacă măsurătorile efectuate sunt corecte sau ar trebui repetate Bosioc [15].

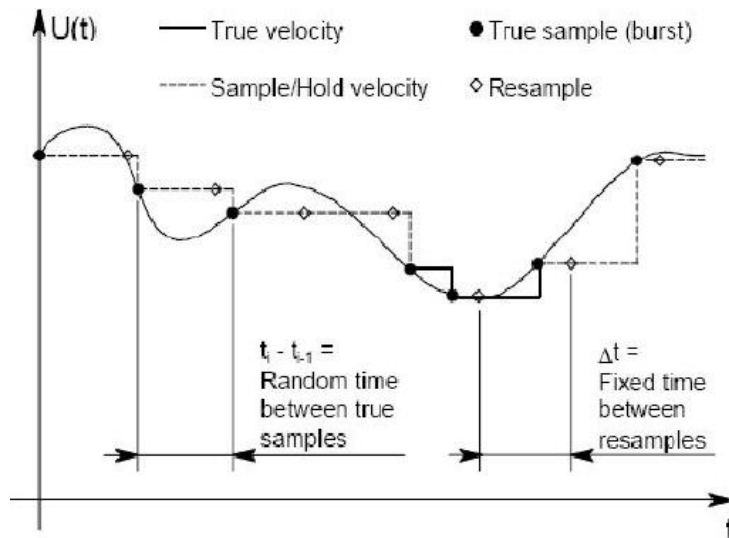


Fig. 1.26 Tehnica de reeșantionare Sample and Hold [18]

### 1.5. Centre de cercetare în lume care se ocupă cu măsuratori speciale ( Laser / Traductori pentru presiuni nestaționare)

Interesul pe plan mondial pentru cercetare și dezvoltare în domeniul pompelor centrifuge este foarte mare, existând mai multe centre și institute care au ca domeniu de activitate analiza numerică și experimentală a curgerii în turbomașini. Pe lângă încercările clasice cu diferitele metode pentru determinarea caracteristicilor globale ale pompelor, în aceste centre se dezvoltă și încercări speciale, cu metode neinvazive: determinarea câmpului de presiuni nestaționare cu ajutorul traductorilor de presiune piezorezistivi, măsurători cu DPIV (Digital Particle Imaging Velocimetry), LDV (Laser Doppler Velocimetry) și PIV (Particle Imaging Velocimetry). În continuare voi prezenta câteva centre care se ocupă cu încercări speciale și domeniile pe care le aprofundează:

- Laboratorul de Mecanica Fluidelor din Lyon-Franța se ocupă cu încercarea pompelor centrifuge în circuit închis cu metoda LDV. Pompă centrifugă din standul de testare prezintă un post-stator la refulare investigate fiind câmpurile hidrodinamice din rotor și stator, Akhras [3].
- Universitatea Tehnică din Darmstadt efectuează măsurători pentru determinarea randamentului total al pompelor, Tamm și alții [93]. Pe acest stand se mai pot efectua și încercări experimentale pentru determinarea câmpului hidrodinamic în rotoare, Tamm și alții [92].
- Institutul de Mașini Hidraulice din Braunschweig din Germania are un stand experimental pe care se efectuează măsurători cu DPIV (Digital Particle Velocimetry). Cu această tehnică de măsurare ne-invazivă se realizează măsurători în timp real al câmpurilor de viteze instantanee cât și câmpuri de curgere complexe întâlnite la pompe centrifuge. DPIV poate livra toate cele trei componente ale vitezei din câmpul analizat, Detlev [25].

- „Laboratoire de Mécanique” din Lille (Franța), cu ajutorul echipamentului PIV (Particle Imaging Velocimetry) se analizează câmpurile hidrodinamice din zona de interacțiune dintre rotor și stator într-o pompă radială, Pavesi și alții [78].
- Zhang [105] a efectuat în „Oberhasli Hydroelectric Power Company (KWO) Innertkirchen Switzerland” măsurători experimentale cu metoda LDA (Laser Doppler Anemometry) la ieșirea din rotorul pompei centrifuge.

## 1.6. Obiectivele și conținutul tezei de doctorat

Scopul activității de cercetare din cadrul tezei de doctorat este de a analiza câmpul hidrodinamic la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de acumulare de capacitate mare, la turație variabilă.

Teza de doctorat este structurată astfel:

- Capitolul 1 – **Introducere** despre stadiul actual în domeniul pompelor centrifuge, cazul test, prezentarea standului și a echipamentelor de măsură;
- Capitolul 2 – **Măsurători globale energetice și cavitaționale la turație variabilă** pentru două rotoare de pompa centrifugă cu și fără impulsor;
- Capitolul 3 – **Investigarea experimentală a câmpului de viteză utilizând LDV, la debit variabil** la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de acumulare;
- Capitolul 4 – **Investigarea experimentală a câmpului de presiune nestaționar cu traductoare piezorezistive, la turație variabilă** la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de acumulare;
- Capitolul 5 – **Analiza numerică a curgerii 3D în domeniul de analiză al modelului pompei de acumulare;**
- Capitolul 6 – **Concluzii și perspective.**

## 2. MĂSURĂTORI GLOBALE ENERGETICE ȘI CAVITAȚIONALE LA TURAȚIE VARIABILĂ

Încercările globale energetice și cavitaționale au fost efectuate pe standul instalat în laboratorul de Mașini Hidraulice de la Universitatea Politehnica din Timișoara. Măsurătorile au fost efectuate la turație variabilă la patru regimuri de funcționare: 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm și 3000 rpm. Pentru determinarea pe cale experimentală a caracteristicii de cavitație tolerată a pompei centrifuge s-au ales mai multe regimuri de debite, măsurătorile începând de la 15 l/s și crescând din 5 în 5 l/s până la 45 l/s (7 regimuri) la turațiile de 2500 rpm și 3000 rpm, până la 35 l/s (5 regimuri) la turația de 2000 rpm și până la 25 l/s (3 regimuri) la turația de 1500 rpm (Tabel 2.1).

Tab. 2.1 Regimurile de debite investigate la turație variabilă

Q [l/s]	1500 [rpm]	2000 [rpm]	2500 [rpm]	3000 [rpm]
15	x	x	x	x
20	x	x	x	x
25	x	x	x	x
30		x	x	x
35		x	x	x
40			x	x
45			x	x

Măsurătorile au fost efectuate pe două tipuri de rotoare, unul fiind identic cu cel din SP Jidoaia dar la scara 1:5.7 (Fig. 2.1-a) iar cel de-al 2-lea este un rotor nou, proiectat de către Dr. Ing. Gînga Gheorghită (Fig. 2.1-b) [40]. După ce au fost efectuate măsurătorile pe cele două rotoare, acestea au fost echipate cu un rotor axial premergător (impulsor) cu trei palete (Fig. 2.2) care a fost proiectat de Dr. Ing. Moisa Irina [71],[72] și s-au reluat toate regimurile din tabelul 2.1. Astfel, măsurătorile globale s-au efectuat pentru două tipuri de rotoare de pompă cu și fără impulsor. Conform Anton [5],[9] și Gînga[41], [44] rotorul axial (impulsorul) montat în fața rotorului de pompă are rolul să uniformizeze câmpul hidraulic la intrare în rotor, să îmbunătățească incidența pe paletele rotorului și să crească presiunea statică la intrarea în rotor. De asemenea, rotorul axial premergător rotorului de pompă îmbunătățește comportamentul cavitațional al rotorului, Schilling [82],[83].





a. Rotor original b. Rotor nou proiectat

Fig. 2.1 Rotoarele supuse măsurătorilor

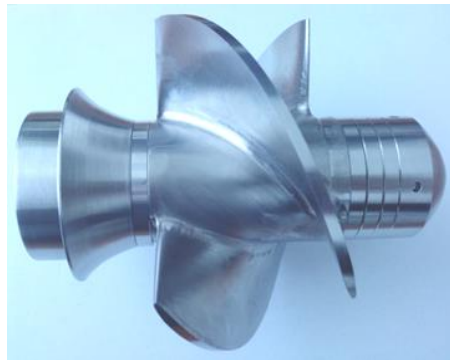


Fig. 2.2 Impulsorul cu care sunt echipate rotoarele

## 2.1. Determinarea caracteristicilor energetice pentru două rotoare de pompă cu și fără impulsor

Principiul pe care se bazează încercarea energetică a pompelor la turație constantă, constă în modificarea caracteristicii rețelei (stațiunii) de pompare, cu ajutorul vanei de refluxare, identificarea parametrilor energetici pentru fiecare secvență, obținându-se astfel graficul dependențelor pompei.

În urma măsurătorilor energetice se vor determina dependențele:  $H=f(Q)$ ,  $P_{abs}=f(Q)$ ,  $\eta=f(Q)$ .

- $H$ - înălțimea de pompare (energia transferată de pompă lichidului vehiculat),  $[J/N]=[m]$
- $Q$ - debitul volumic vehiculat de pompă,  $[m^3/s]$
- $P_{abs}$ - puterea absorbită de pompă,  $[W]$
- $\eta$ - randamentul pompei

Înălțimea de pompare se calculează cu relația 2.1:

$$H = \frac{P_{ref} - P_{asp}}{\rho \cdot g} + \frac{1}{2g} \left[ \frac{1}{S_{ref}^2} \left( \lambda \frac{l_r}{d_{ref}} + 1 \right) + \frac{1}{S_{asp}^2} \left( \lambda \frac{l_a}{d_{asp}} - 1 \right) \right] \cdot Q^2 + z_{ref} - z_{asp} \quad (2.1)$$

Unde:

$p_{asp/ref}$  - presiunea la aspirație/refulare

$$S_{asp/ref} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{asp/ref}^2$$

$d_{asp/ref}$  - diametrul conductei la aspirație/refulare

$\lambda$  - coeficientul de pierderi hidraulice

$l_{asp/ref}$  - lungimea conductei de la aspirație/refulare

$Q$  [m<sup>3</sup>/s] - debitul măsurat de Debitmetru

$z_{ref} - z_{asp} = 0,8$  metri și reprezintă diferența de înălțime dintre traductori

Puterea absorbită de pompă este dată în relația 2.2:

$$P_{abs} = \eta_e \cdot P_e \quad (2.2)$$

Unde:

$\eta_e$  - randamentul electric calculat de invertorul electronic

$P_e$  - puterea electrică consumată de la rețea

Randamentul pompei este dat de relația 2.3:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{P_{abs}} \quad (2.3)$$

Unde:

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] - densitatea apei = 1000 kg/m<sup>3</sup>

$g$  [m/s<sup>2</sup>] - accelerația gravitațională = 9,80665 m/s<sup>2</sup>

$Q$  [m<sup>3</sup>/s] - măsurat de Debitmetru

În Figurile 2.3, 2.4 și 2.5 avem reprezentate curbele caracteristice pentru pompa echipată cu rotorul original la funcționarea acestuia cu și fără impulsor la turație variabilă.

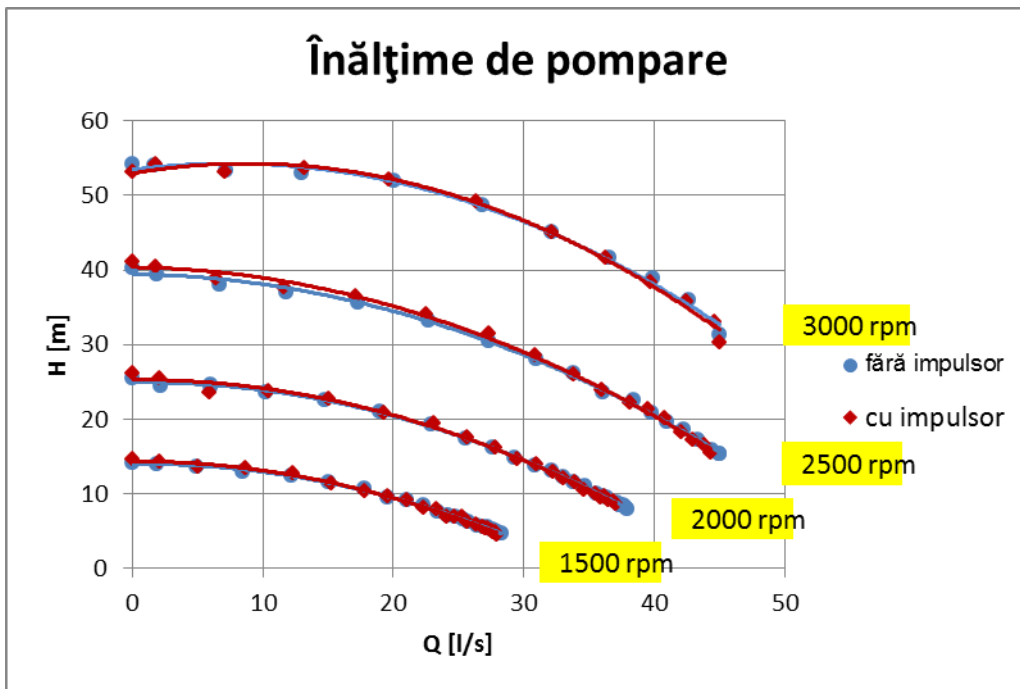


Fig. 2.3 Înălțime de pompare  $H=f(Q)$  pentru rotorul original la turație variabilă

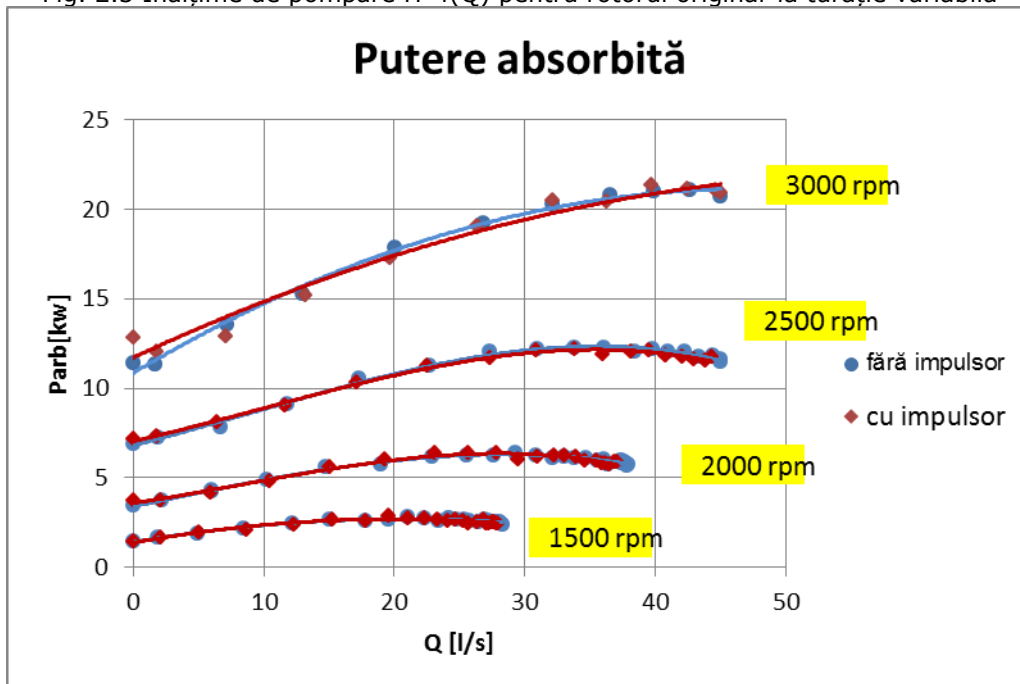


Fig. 2.4 Putere absorbită  $P_{abs}=f(Q)$  pentru rotorul original la turație variabilă

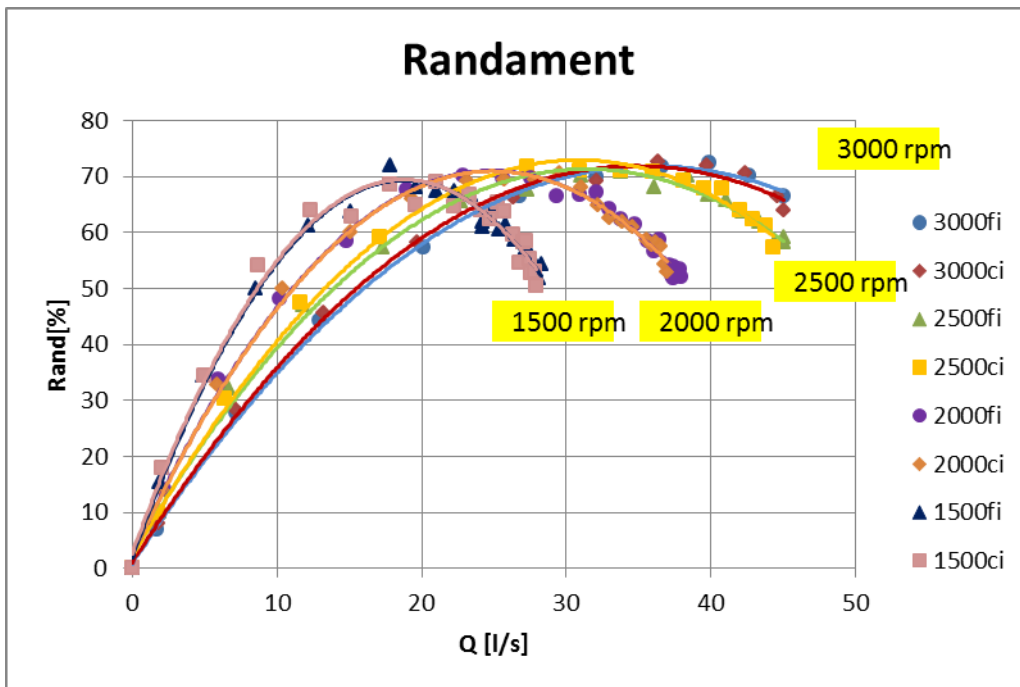


Fig. 2.5 Randament  $\eta = f(Q)$  pentru rotorul original la turație variabilă, unde **fi**-fără impulsor și **ci**-cu impulsor

În Figurile 2.6, 2.7 și 2.8 avem reprezentate curbele caracteristice pentru pompa echipată cu rotorul nou proiectat la funcționarea acestuia cu și fără impulsor la turație variabilă.

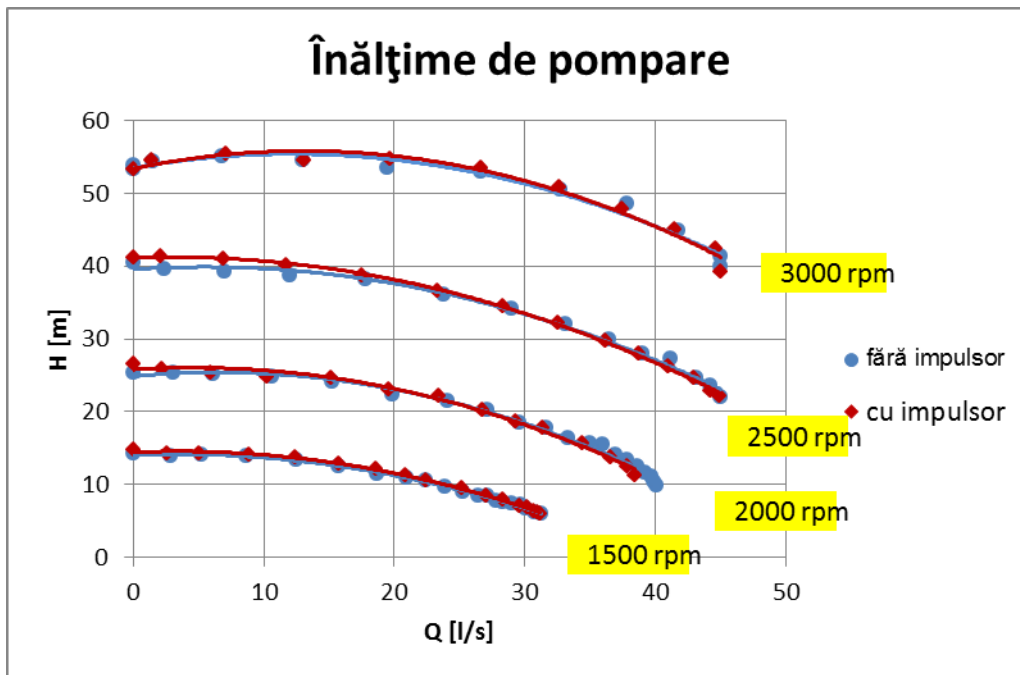


Fig. 2.6 Înălțime de pompare  $H=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turație variabilă

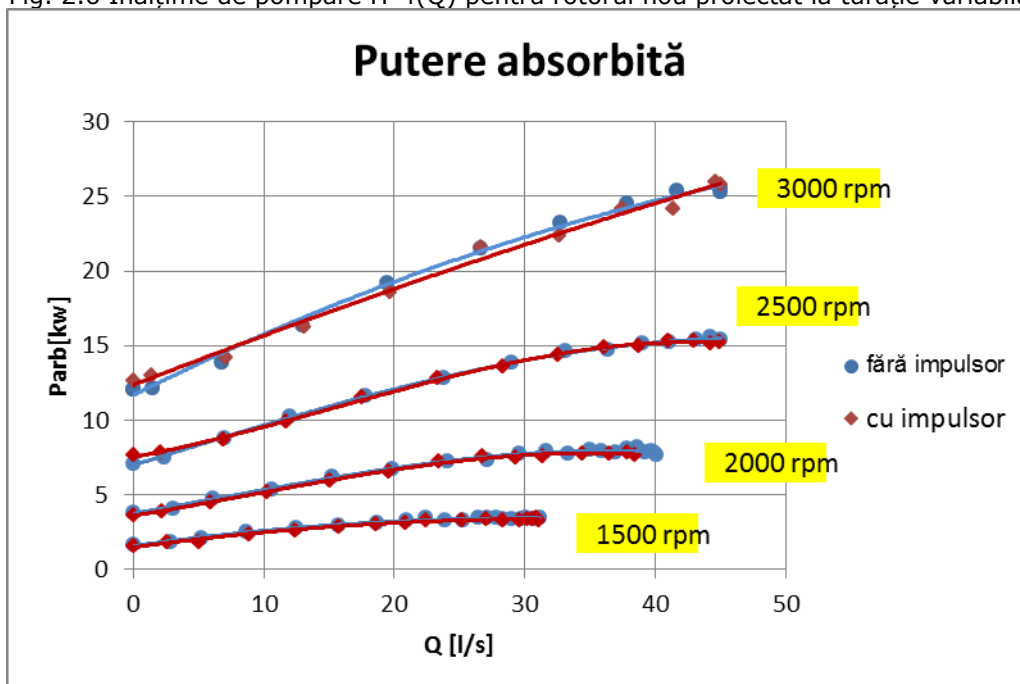


Fig. 2.7 Putere absorbită  $P_{abs}=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turație variabilă

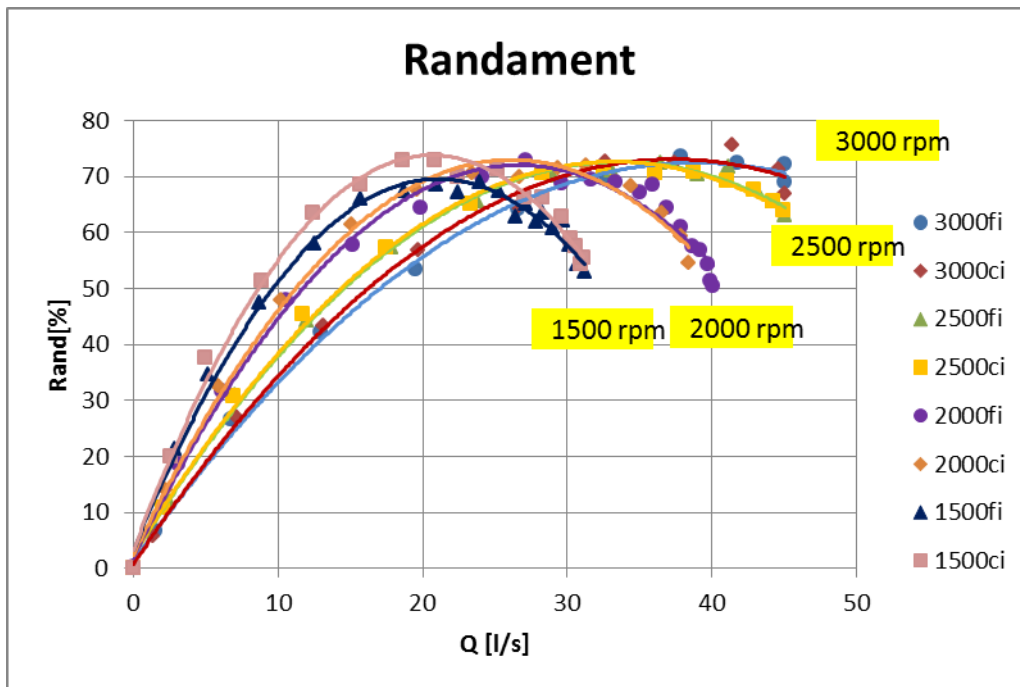


Fig. 2.8 Randament  $\eta = f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turație variabilă, unde **fi**-fără impulsor și **ci**-cu impulsor

Din analiza graficelor 2.3 până la 2.8 se observă pentru ambele rotoare că impulsorul are o influență neglijabilă asupra caracteristicilor energetice pentru toate turațiile investigate.

O îmbunătățire semnificativă se observă la compararea rotorului nou proiectat ce cel originar (Fig. 2.9 până la Fig. 2.14). În Fig. 2.9, se observă că la același debit avem o creștere a înălțimii de pompare la rotorul nou în comparație cu cel originar, atât pentru măsurătorile cu impulsor cât și pentru cele fără impulsor în special spre turațiile mai ridicate și la debite mai mari. Concomitent cu acest lucru și puterea absorbită de noul rotor este mai mare decât cea absorbită de rotorul originar, așa cum reiese din Fig. 2.10.

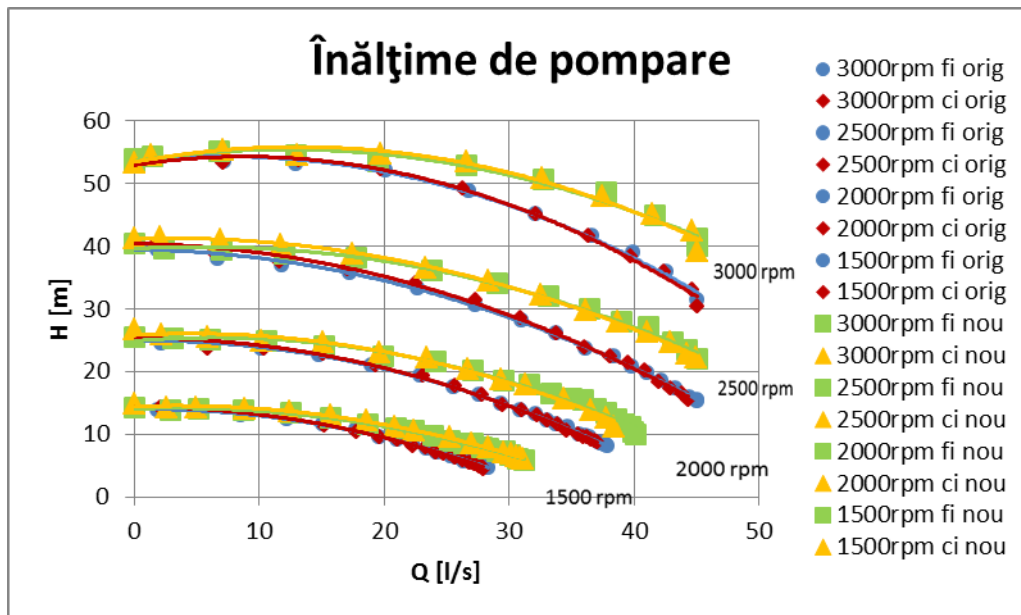


Fig. 2.9 Înălțime de pompare  $H=f(Q)$  pentru ambele rotoare la turație variabilă, unde **fi**-fără impulsor și **ci**-cu impulsor

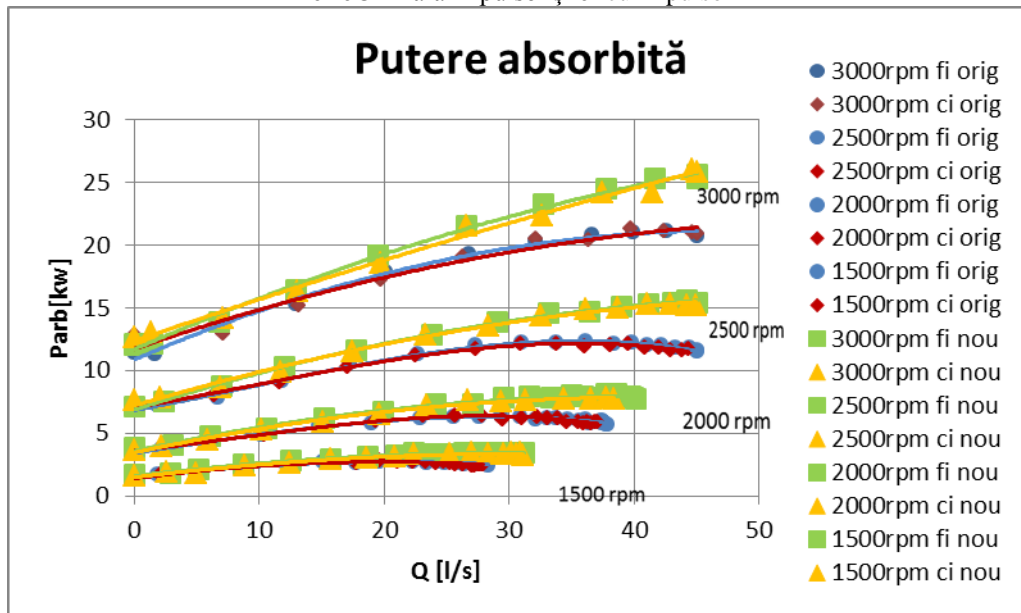


Fig. 2.10 Putere absorbită  $P_{abs}=f(Q)$  pentru ambele rotoare la turație variabilă, unde **fi**-fără impulsor și **ci**-cu impulsor

Deși pentru fiecare turație investigată randamentul celor două rotoare este aproximativ același, diferă debitul realizat de fiecare rotor la randamentul maxim. În Figurile 2.11 până la 2.14 sunt prezentate randamentele pentru cele două rotoare investigate pentru fiecare turație analizată.

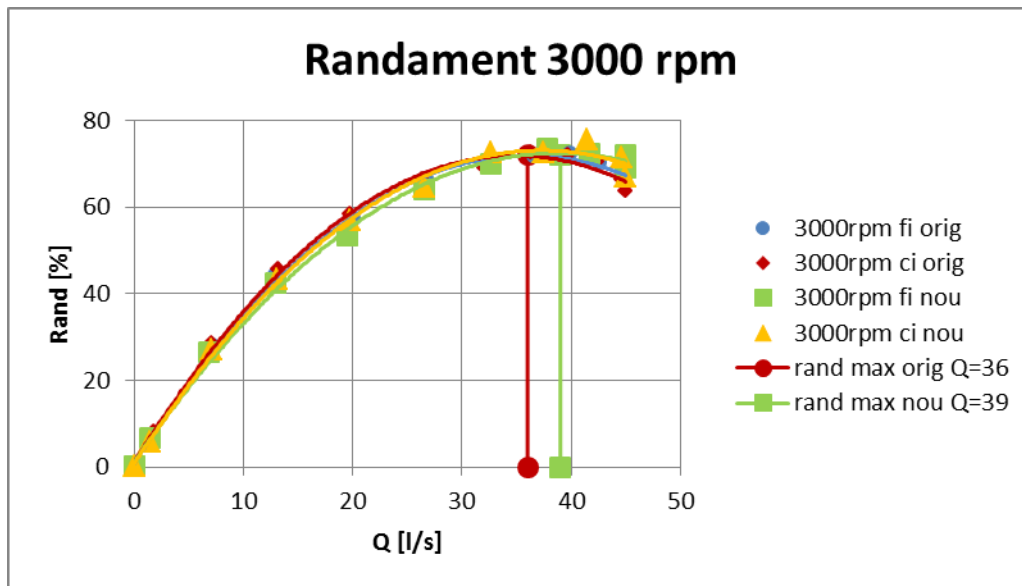


Fig. 2.11 Randament  $\eta = f(Q)$  pentru ambele rotoare investigate la 3000 rpm, unde **fi**-fără impulsor și **ci**-cu impulsor

În Fig. 2.11 la 3000 rpm rotorul original realizează la randamentul maxim de 72 % un debit  $Q = 36$  l/s în timp ce rotorul nou proiectat la randamentul maxim de 72 % realizează un debit  $Q = 39$  l/s.

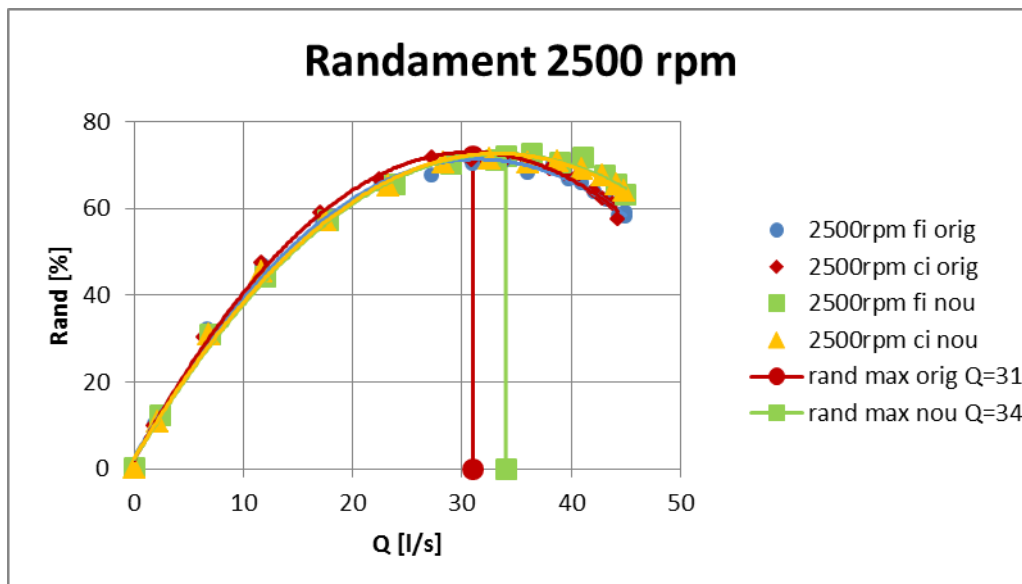


Fig. 2.12 Randament  $\eta = f(Q)$  pentru ambele rotoare investigate la 2500 rpm, unde **fi**-fără impulsor și **ci**-cu impulsor



În Fig. 2.12 la 2500 rpm rotorul original realizează la randamentul maxim de 72 % un debit  $Q = 31$  l/s în timp ce rotorul nou proiectat la randamentul maxim de 72 % realizează un debit  $Q = 34$  l/s.

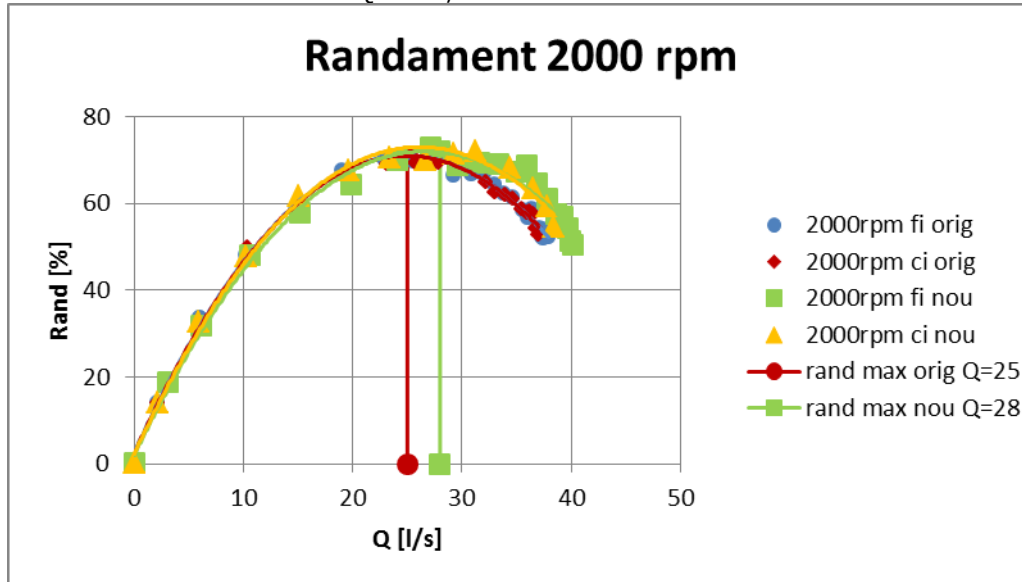


Fig. 2.13 Randament  $\eta = f(Q)$  pentru ambele rotoare investigate la 2000 rpm, unde **fi**-fără impulsor și **ci**-cu impulsor

În Fig. 2.13 la 2000 rpm rotorul original realizează la randamentul maxim de 71 % un debit  $Q = 25$  l/s în timp ce rotorul nou proiectat la randamentul maxim de 72 % realizează un debit  $Q = 28$  l/s.

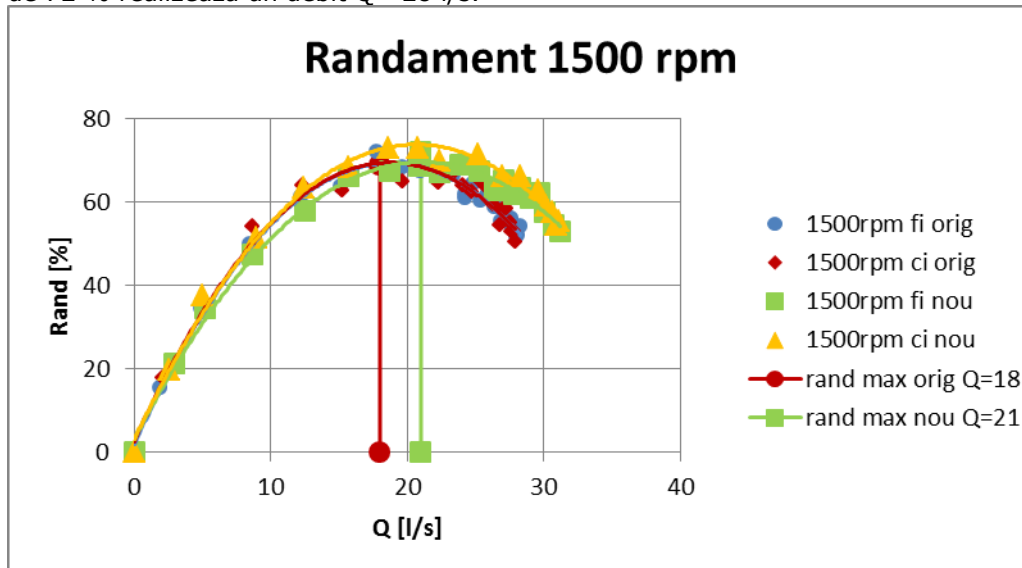


Fig. 2.14 Randament  $\eta = f(Q)$  pentru ambele rotoare investigate la 1500 rpm, unde **fi**-fără impulsor și **ci**-cu impulsor

În Fig. 2.14 la 1500 rpm rotorul original realizează la randamentul maxim de 69 % un debit  $Q = 18$  l/s în timp ce rotorul nou proiectat la randamentul maxim de 72 % cu impulsor și 70 % fără impulsor, realizează un debit  $Q = 21$  l/s.

În concluzie, pe întreg domeniul de turații investigat, rotorul nou proiectat realizează un debit mai mare cu aproximativ 7 % la randamentul maxim decât rotorul original.

## 2.2. Determinarea curbei de sensibilitate la cavitație pentru două rotoare de pompă cu și fără impulsor

Principiul pe care se bazează determinarea pe cale experimentală a caracteristicii de cavitație (tolerată) a unei pompe într-o stațiune în circuit închis constă în modificarea presiunii la intrarea în pompă, prin modificarea presiunii din stațiune, și anume prin evacuarea de lichid (apă) din stațiune, în timpul încărcării, utilizându-se presiunea ridicată de la refulare.

În vederea efectuării măsurătorilor, se va proceda astfel:

- se pornește motorul;
- se efectuează determinarea experimentală a curbei  $H=f(Q)$  (caracteristică energetică);
- se aleg regimurile (poziții fixe ale vanei de refulare) la care se vor executa măsurătorile;
- se fixează un regim și se evacuează treptat lichid de lucru, prin deschiderea vanei de refulare. Vana se menține deschisă 3-5 secunde, după care se închide și după stabilizarea regimului curgerii, sistemul de achiziție a datelor automat citește indicațiile aparatelor de măsură;
- se repetă măsurătorile până când se constată funcționarea evidentă a pompei în regim de cavitație dezvoltată (căderea evidentă a parametrilor hidrodinamici, zgomote caracteristice);
- se umple din nou stațiunea cu apă (lichid de lucru) și se repetă măsurătorile pentru celelalte regimuri;
- se deconectează motorul, aparatele de măsură și sistemul de achiziție de la rețea.

În urma încercărilor cavitaționale se obțin punctele de incipiență a cavitației la intersecția curbelor energiei specifice netă cerută de pompă la aspirație (NPSHc) și energia specifică disponibilă la aspirație (NPSHd). Modul de obținere al curbelor NPSH cerut este exemplificat în Fig. 2.15. S-au ales pentru exemplificare valorile obținute pentru 3000 rpm pe rotorul original cu impulsor. Pe graficul din partea superioară se trasează curbele  $H=f(Q)$  obținute din măsurătorile energetice și din măsurătorile cavitaționale pentru toate debitele investigate. Se trasează curba  $H$  tolerat =  $0,97 \cdot H$ . Pe graficul din partea inferioară se trasează curbele  $D_{he}=f(Q)$  pentru toate debitele investigate. Pentru a determina punctele ce formează curba NPSH cerut se procedează astfel. Se ia intersecția pentru fiecare debit investigat cu  $H$  tolerat din graficul superior și rezultă un  $Q$  pentru fiecare regim. Se coboară pe graficul inferior și la intersecția fiecărui  $Q$  cu regimul respectiv se află valoarea pentru  $D_{he}$ , astfel pentru fiecare debit investigat rezultă un punct având pe axa X valoarea lui  $Q$  iar pe axa Y valoarea lui  $D_{he}$ . Din unirea punctelor rezultă NPSH cerut.

$$\Delta h_e = NPSH = \frac{p_a}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} - \frac{p_{vap}}{\rho g} + (z_{Pt2} - z_{Pt1}) - \Sigma h_{p_{Pt1-Pt2}} \quad (2.4)$$

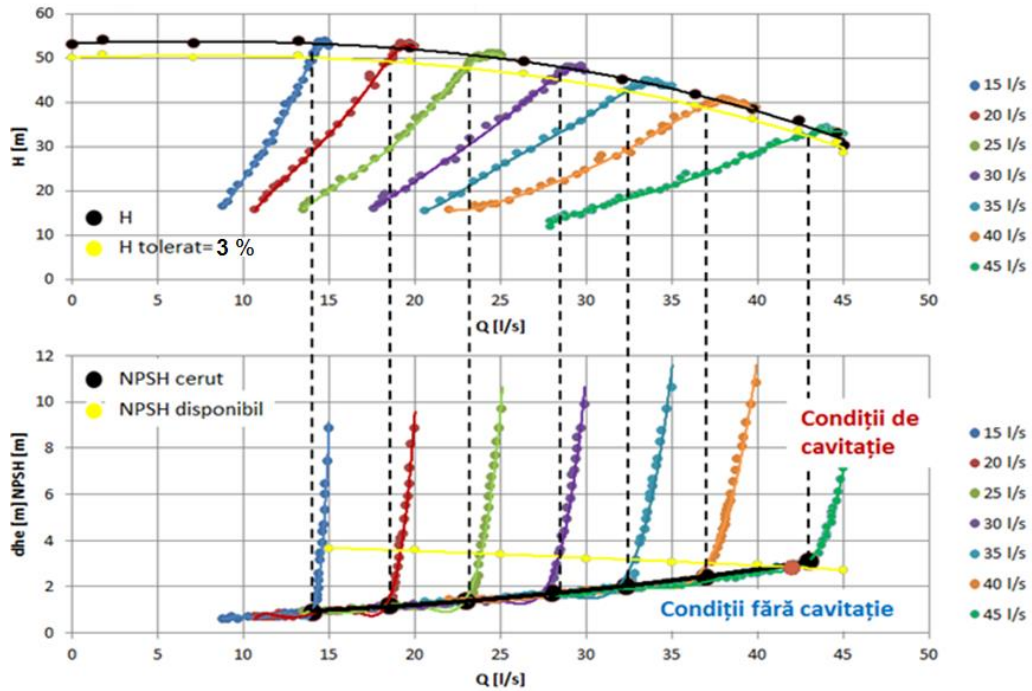


Fig. 2.15 Determinarea caracteristicii de cavitație a pompei  $\Delta h_e=f(Q)$  pentru 3000 rpm rotor originar cu impulsor

În Fig. 2.16 - 2.19 sunt reprezentate curbele de NPSH pentru rotorul originar cu și fără impulsor pentru toate turațiile investigate. Pe fiecare grafic este reprezentată zona de funcționare pentru fiecare turație transpusă din SP Jidoaia. Aceasta este cuprinsă între  $0.8$  și  $1.2 \cdot Q_{nom}$  corespunzător pentru fiecare turație.

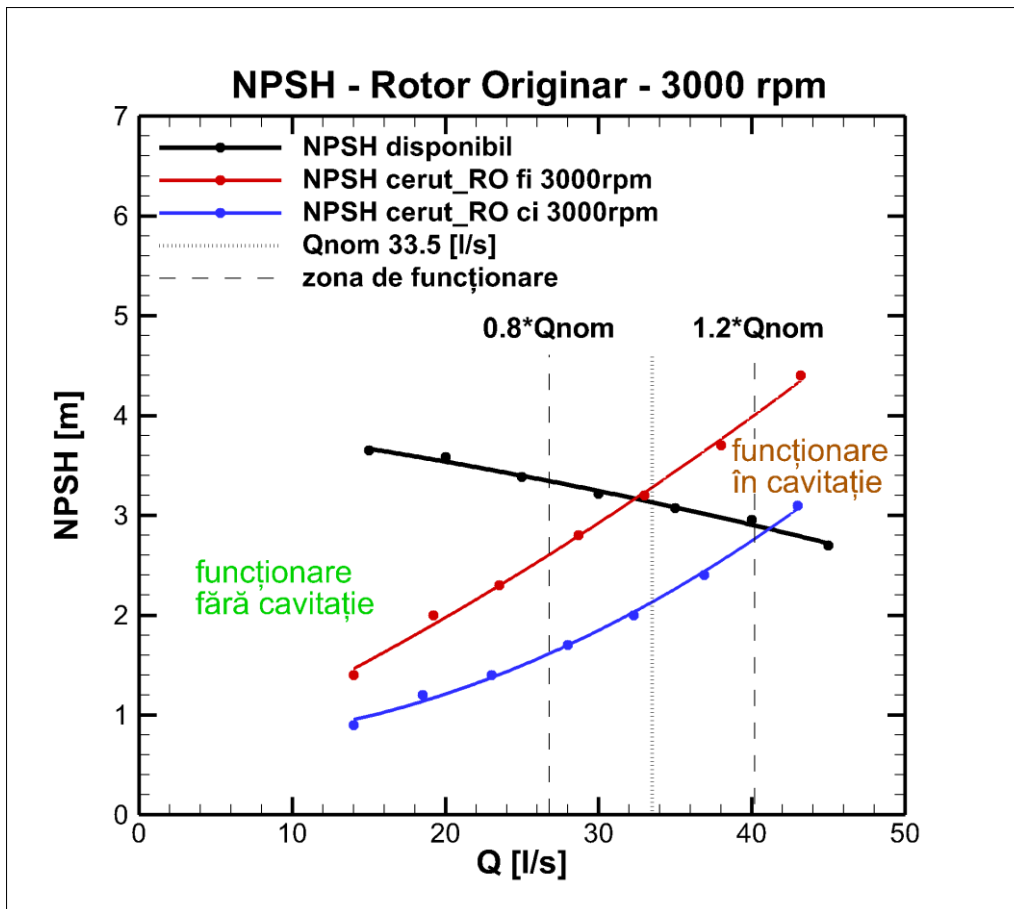


Fig. 2.16 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul original la turația de 3000 rpm

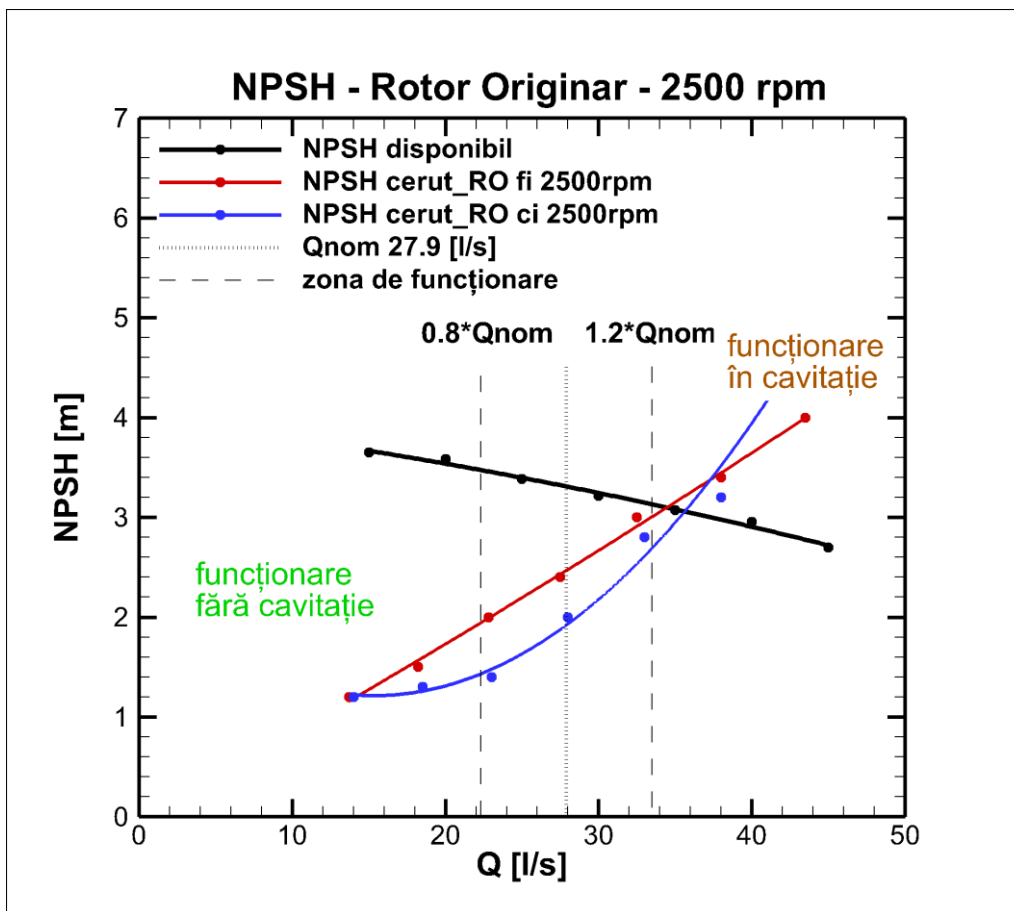


Fig. 2.17 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul original la turația de 2500 rpm

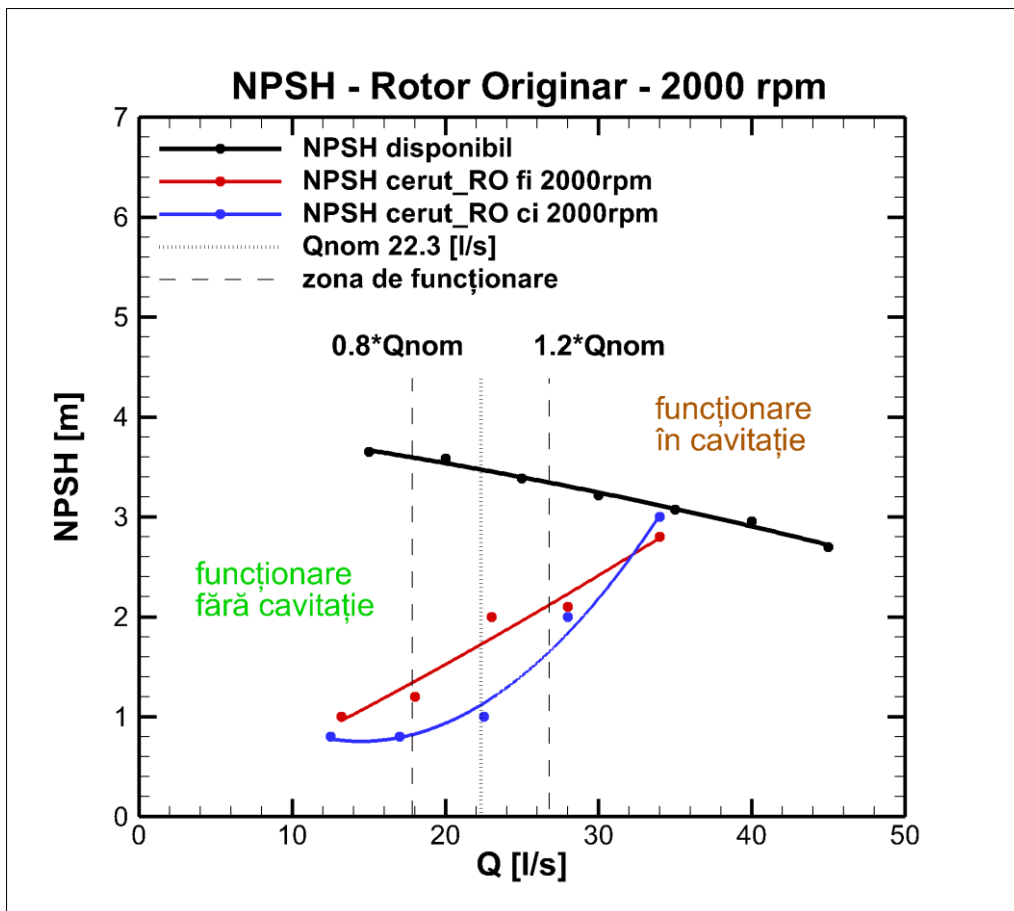


Fig. 2.18 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul original la turația de 2000 rpm

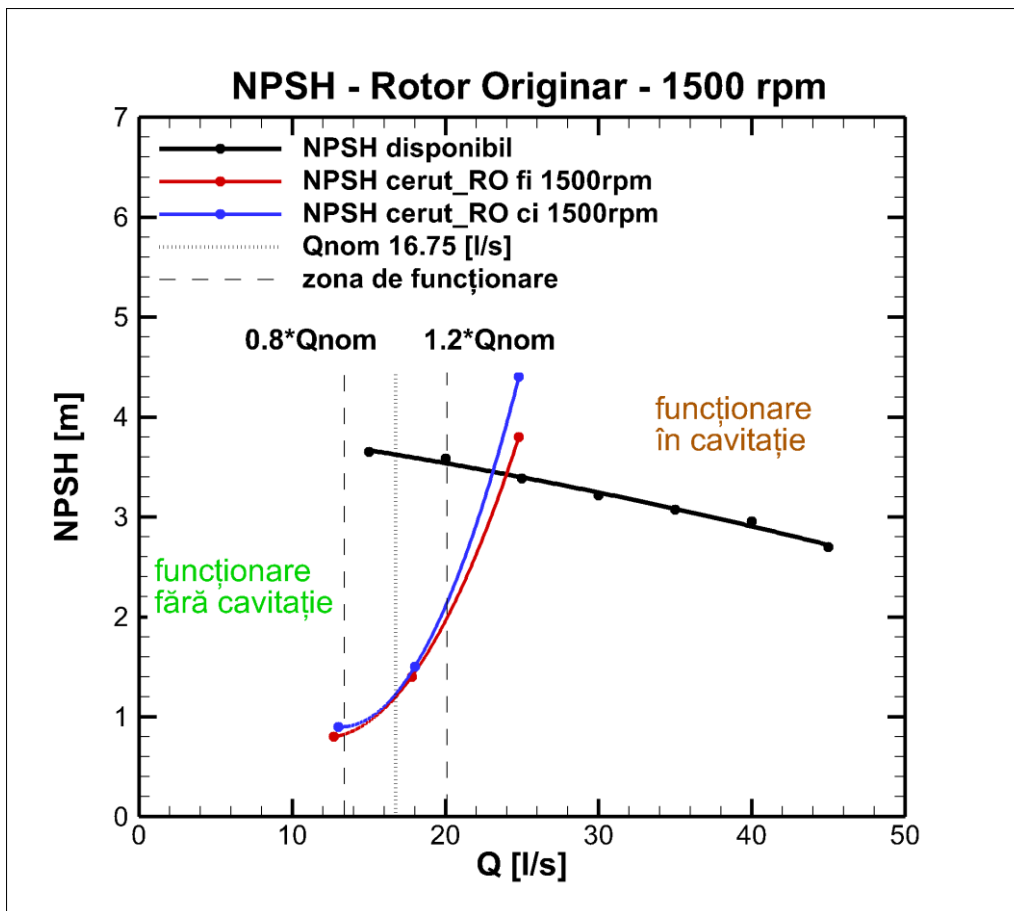


Fig. 2.19 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul original la turația de 1500 rpm

Din analiza graficelor pentru rotorul original se trage următoarea concluzie: folosirea impulsorului aduce o îmbunătățire a comportamentului cavitațional în zona de funcționare pentru toate turațiile investigate. Astfel:

- la 3000 rpm, la  $0.8 \cdot Q_{nom}$  îmbunătățirea este de 38 %, la  $Q_{nom} = 33.5$  l/s de 37 % iar la  $1.2 \cdot Q_{nom}$  de 32 %.
- la 2500 rpm la  $0.8 \cdot Q_{nom}$  îmbunătățirea este de 26 %, la  $Q_{nom} = 27.9$  l/s de 16 %, iar la  $1.2 \cdot Q_{nom}$  de 10 %.
- la 2000 rpm la  $0.8 \cdot Q_{nom}$  îmbunătățirea este de 35 %, la  $Q_{nom} = 22.3$  l/s de 47 % iar la  $1.2 \cdot Q_{nom}$  de 15 %.
- la 1500 rpm curbele NPSH sunt aproape suprapuse, îmbunătățirea performanțelor cavitaționale fiind neglijabilă.

În Fig. 2.20 – 2.23 sunt reprezentate curbele de NPSH pentru rotorul nou proiectat cu și fără impulsor pentru toate turațiile investigate.

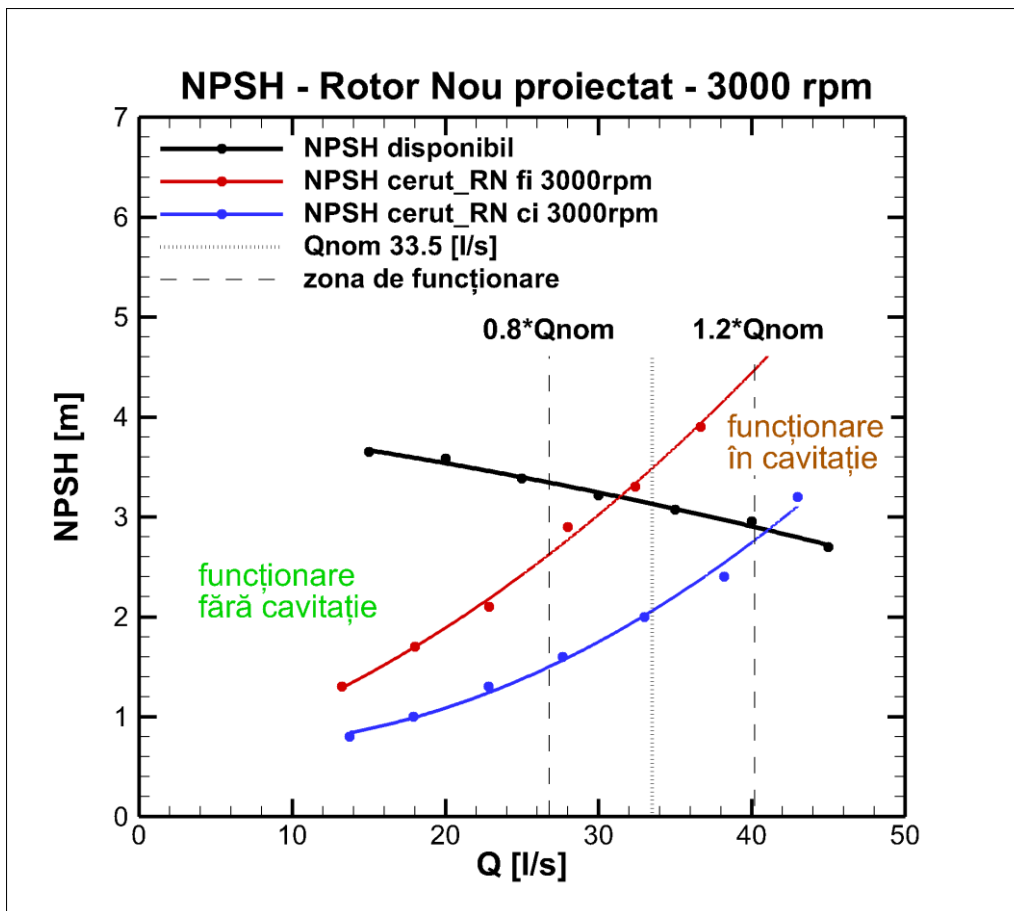


Fig. 2.20 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul nou proiectat la turația de 3000 rpm



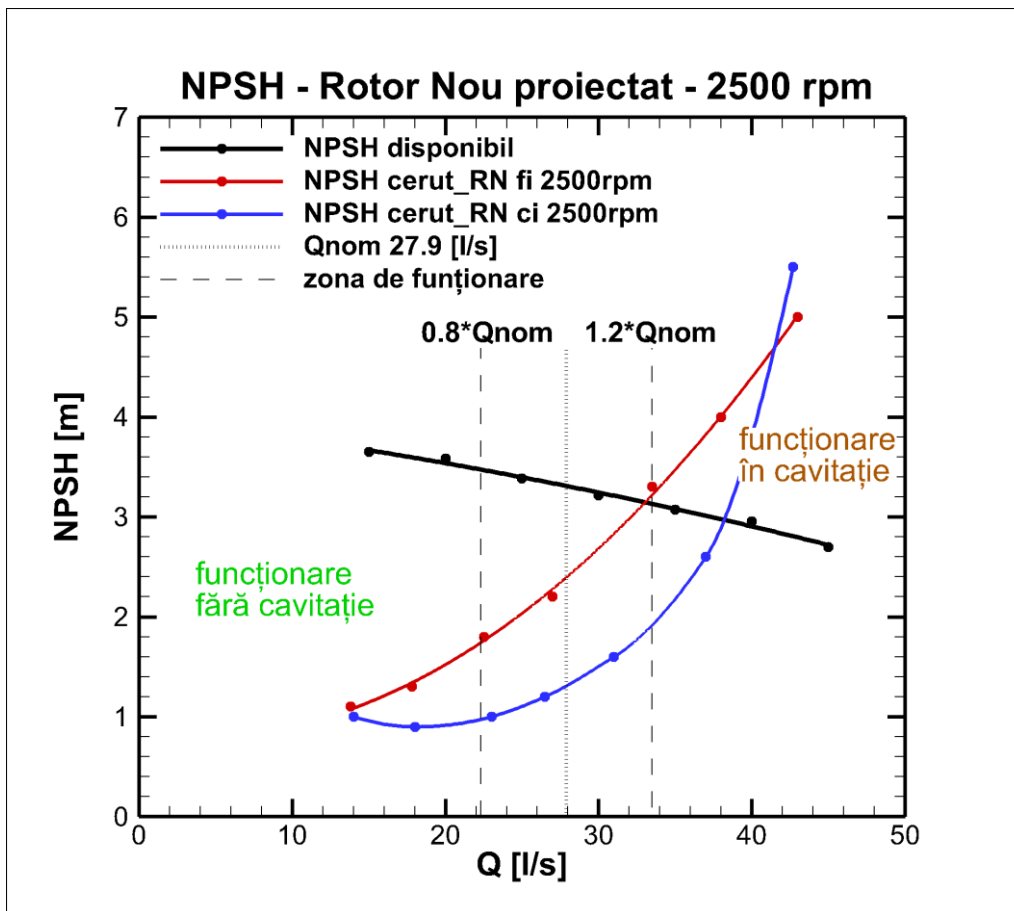


Fig. 2.21 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul nou proiectat la turația de 2500 rpm

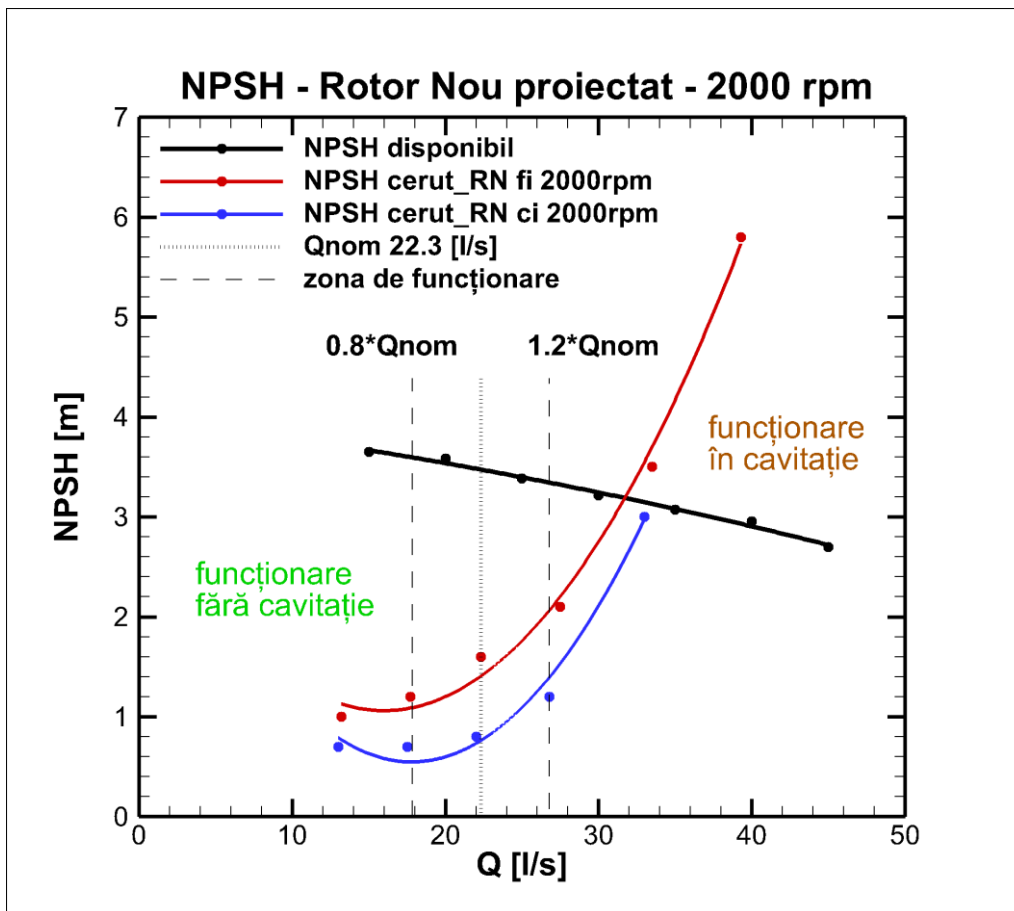


Fig. 2.22 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul nou proiectat la turația de 2000 rpm

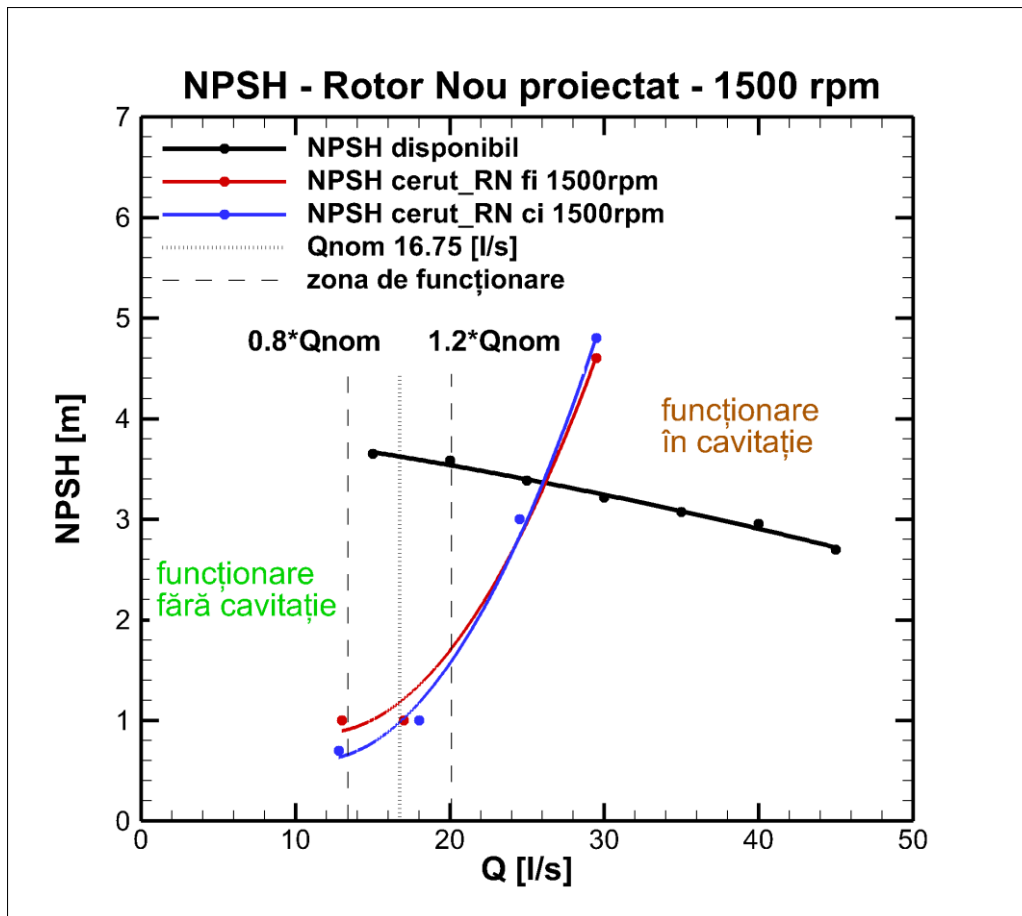


Fig. 2.23 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul nou proiectat la turația de 1500 rpm

Din analiza graficelor pentru rotorul nou proiectat, folosirea impulsorului aduce o îmbunătățire considerabilă a compartimentului cavitațional în zona de funcționare pe întreg domeniul de turații investigat. Astfel:

- la 3000 rpm, la  $0.8 \cdot Q_{nom}$  îmbunătățirea este de 46 %, la  $Q_{nom} = 33.5$  l/s de 41 % iar la  $1.2 \cdot Q_{nom}$  de 40 %.
- la 2500 rpm la  $0.8 \cdot Q_{nom}$  îmbunătățirea este de 41 %, la  $Q_{nom} = 27.9$  l/s de 45 %, iar la  $1.2 \cdot Q_{nom}$  de 45 %.
- la 2000 rpm la  $0.8 \cdot Q_{nom}$  îmbunătățirea este de 41 %, la  $Q_{nom} = 22.3$  l/s de 50 % iar la  $1.2 \cdot Q_{nom}$  de 38 %.
- la 1500 rpm la  $0.8 \cdot Q_{nom}$  îmbunătățirea este de 30 %, la  $Q_{nom} = 22.3$  l/s de 15 % iar la  $1.2 \cdot Q_{nom}$  de 5 %.

În Fig. 2.24 - 2.27 sunt reprezentate graficele pentru curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turație variabilă. Această comparație se face pentru că rotorul nou proiectat a fost prevăzut cu impulsor la intrare încă din faza de proiectare.

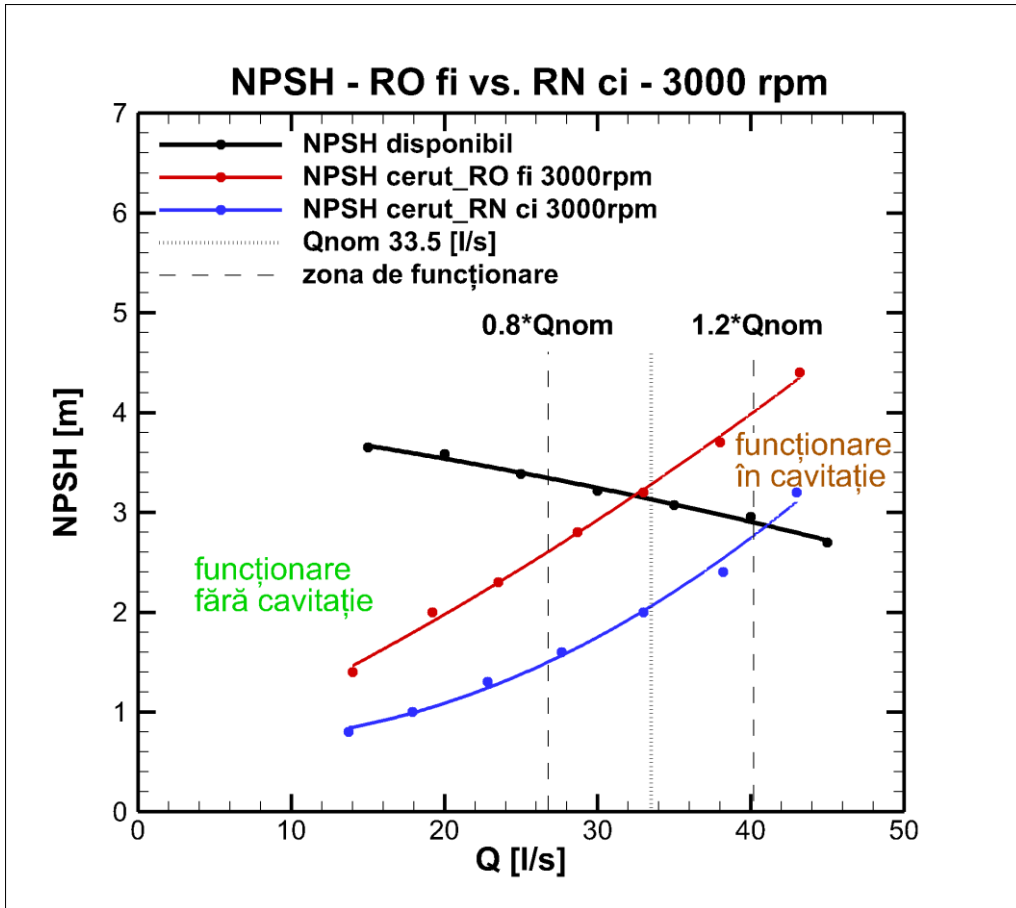


Fig. 2.24 Curba de sensibilitate la cavitație  $NPSH=f(Q)$  pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turația de 3000 rpm

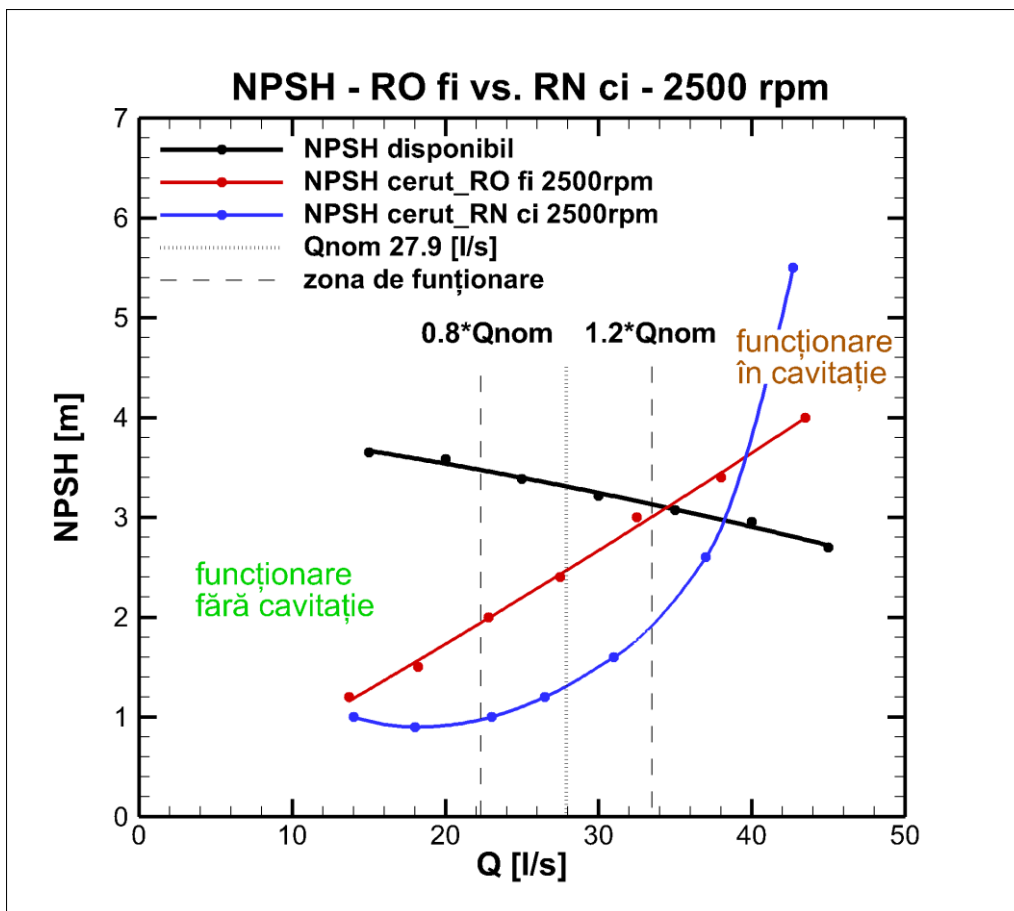


Fig. 2.25 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turația de 2500 rpm

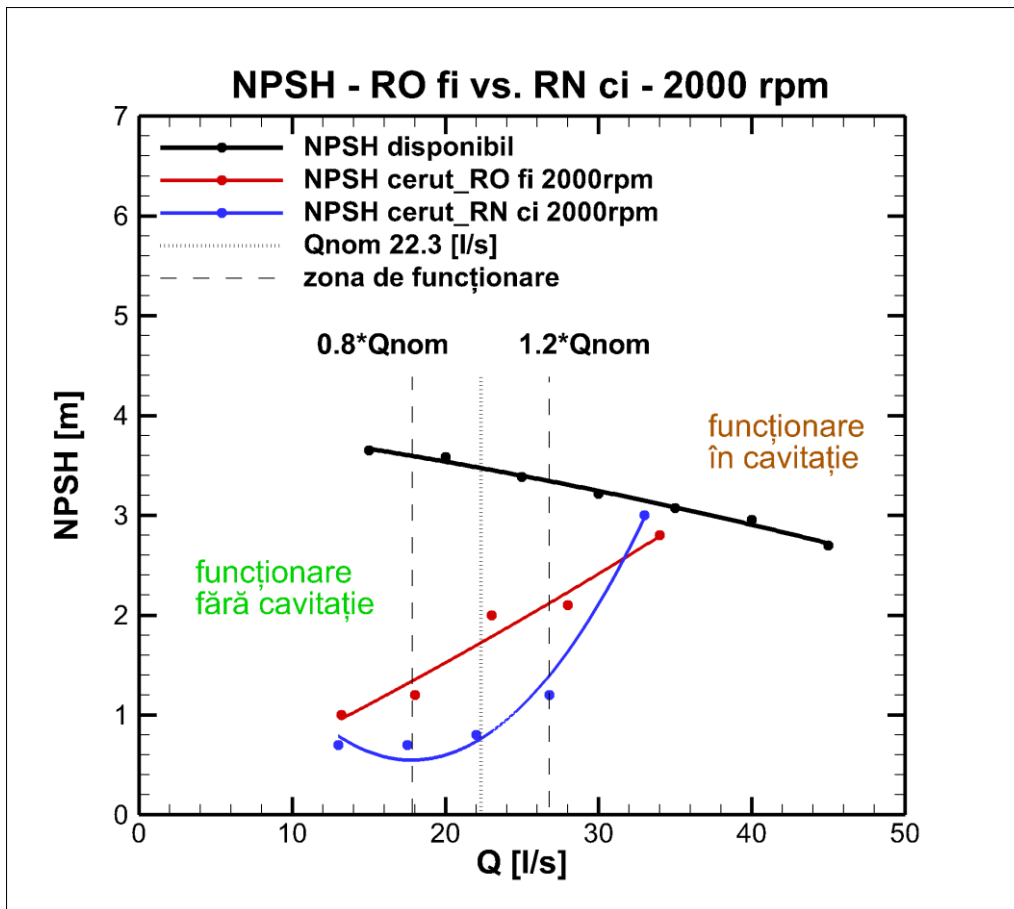


Fig. 2.26 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turația de 2000 rpm

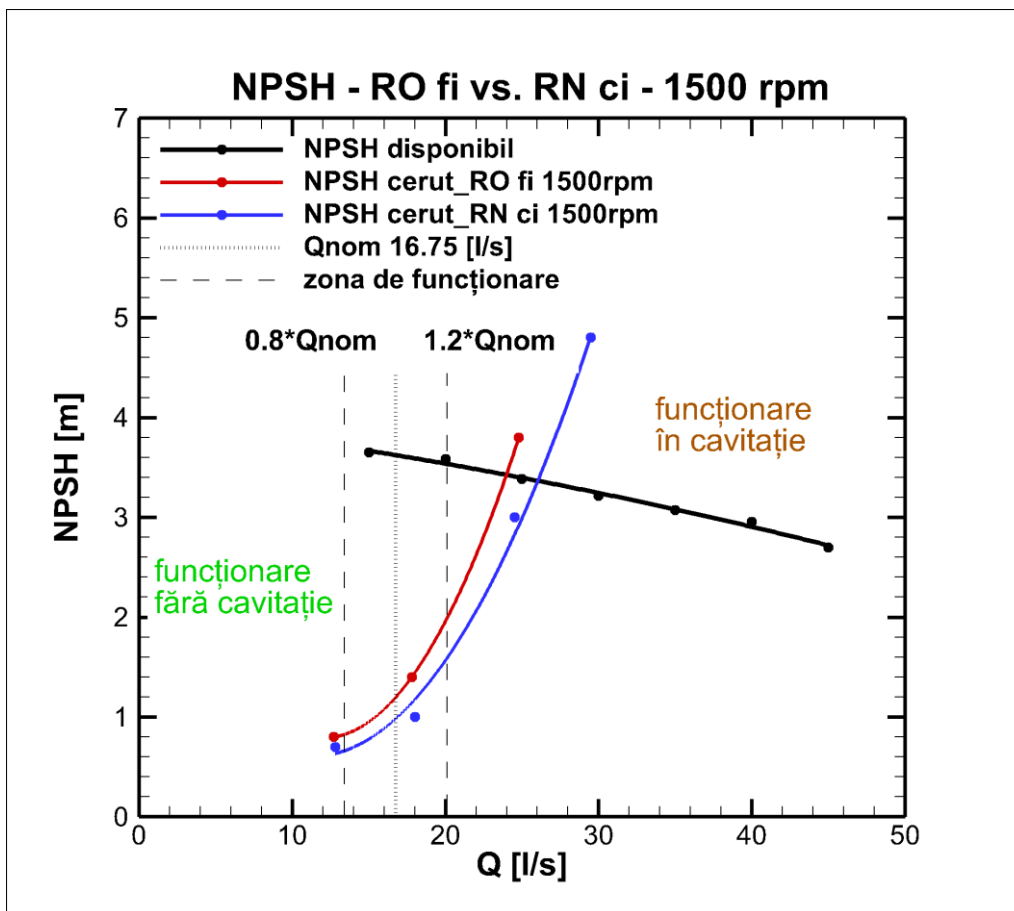


Fig. 2.27 Curba de sensibilitate la cavitație NPSH=f(Q) pentru rotorul original fără impulsor vs. rotorul nou proiectat cu impulsor la turația de 1500 rpm

Din analiza graficelor din Fig. 2.24 - 2.27 se observă la folosirea impulsorului pentru rotorul nou proiectat în comparație cu soluția originală din SP Jidoaia o îmbunătățire considerabilă a comportamentului cavitațional în zona de funcționare pe întreg domeniul de turații investigat. Astfel:

- la 3000 rpm, la 0.8\*Qnom îmbunătățirea este de 44 %, la Qnom= 33.5 l/s de 39 % iar la 1.2\*Qnom de 30 %.
- la 2500 rpm la 0.8\*Qnom îmbunătățirea este de 50 %, la Qnom= 27.9 l/s de 45 %, iar la 1.2\*Qnom de 40 %.
- la 2000 rpm la 0.8\*Qnom îmbunătățirea este de 50 %, la Qnom= 22.3 l/s de 55 % iar la 1.2\*Qnom de 30 %.
- la 1500 rpm la 0.8\*Qnom îmbunătățirea este de 12 %, la Qnom= 22.3 l/s de 16 % iar la 1.2\*Qnom de 20 %.

### **2.3. Concluzii**

În acest capitol sunt prezentate măsurătorile globale (energetice și cavitaționale) realizate pe un rotor la scară 1:5.7 cu cel din SP Jidoaia și pe un rotor nou proiectat de către Dr.ing. Gînga G. Cele două rotoare au fost analizate atât fără, cât și echipate cu un rotor axial premergător (impulsor) proiectat de către Dr.ing. Moisă I. Toate măsurătorile au fost realizate la 4 valori ale turației (1500, 2000, 2500 și 3000 rpm) și la 7 regimuri de debite între 15 l/s și 45 l/s cu un pas de 5 l/s. În urma măsurătorilor am trasat curbele energetice (înălțime de pompare, putere absorbită și randament funcție de debit) și curbele cavitaționale (NPSH funcție de debit). Am realizat un număr de 16 regimuri pentru măsurătorile energetice și un număr de 91 regimuri pentru măsurătorile cavitaționale.

Din punct de vedere energetic: folosirea rotorului axial are o influență neglijabilă asupra caracteristicilor energetice pentru toate turațiile investigate, pentru ambele rotoare. Pentru fiecare turație investigată randamentul celor două rotoare este aproximativ același, dar diferă debitul realizat de fiecare rotor la randamentul maxim. Rotorul nou proiectat realizează un debit cu aproximativ 7% mai mare la randamentul maxim la toate turațiile investigate.

Din punct de vedere cavitațional: folosirea rotorului axial aduce o îmbunătățire importantă a comportamentului cavitațional în zona de funcționare pentru ambele rotoare investigate pe toată plaja de turații analizată.

În urma acestor rezultate, soluția practică cea mai viabilă de îmbunătățire a comportamentului cavitațional al pompelor din SP Jidoaia este folosirea unui rotor axial în fața rotorului de pompă, sau cum mai este cunoscut în literatură ca impulsor.



### 3. INVESTIGAREA EXPERIMENTALĂ A CÂMPULUI DE VITEZĂ UTILIZÂND LDV, LA DEBIT VARIABIL

Investigarea experimentală a câmpului de viteză în secțiunea de testare se realizează cu o metodă modernă, neinvazivă, ce utilizează anemometrie laser. Echipamentul Laser Doppler Velocimetry (LDV) este prezentat în Capitolul 1, urmând ca în prezentul capitol să detaliem procedura de măsurare a vitezei în secțiunea de testare care este prevăzută cu fereastră optică.

#### 3.1. Secțiunea test

Pentru a putea investiga fenomenele hidrodinamice complexe ce au loc la intrarea în rotor, s-a realizat din plexiglass secțiunea cot de la aspirația pompei, Fig. 3.1.



Fig. 3.1 Secțiunea cot realizată din plexiglass

Schița tronsonului de la aspirație cu dimensiunile principale de gabarit este prezentată în Fig. 3.2.

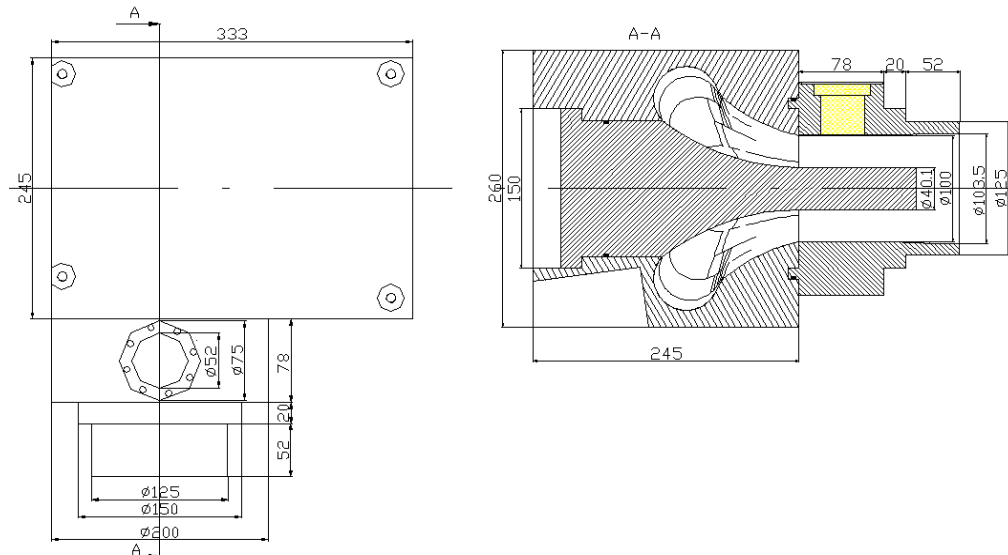


Fig. 3.2 Schița tronsonului de la aspirație cu dimensiunile principale

Fereastra de măsură permite investigarea cu LDV a câmpului de viteze în zona de intrare. Pentru vizualizarea structurii curentului de la ieșirea din cotul de la aspirație până la intrare în pompă, secțiune de ieșire a cotului de la aspirație a fost extinsă cu o secțiune inelară de același diametru, cu o lungime  $L=150$  mm (până la intrarea în rotor), Fig. 3.3.

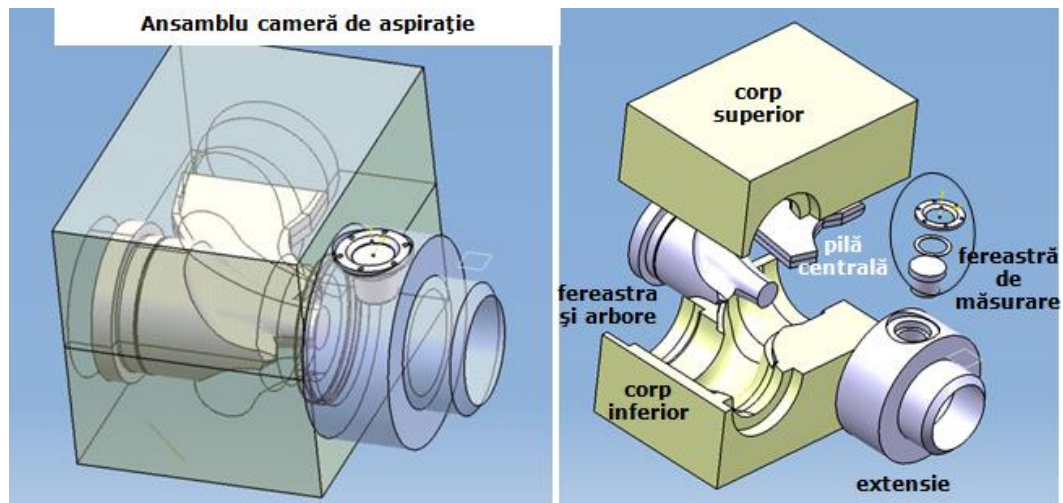


Fig. 3.3 Ansamblul cotului de la aspirație

### 3.2. Metodologia de măsurare

Pentru investigarea câmpului hidrodinamic de la intrarea în pompă, s-au realizat măsurători ale vitezei cu Laser Doppler Velocimetry (LDV) în secțiunea

circulară aflată între ieșirea din cot și intrarea în rotor, Fig. 3.3. Măsurătorile s-au realizat în semiplanul superior al secțiunii de intrare în pompă, pe 19 axe radiale de măsură, între  $+90^\circ$  și  $-90^\circ$  cu un pas de  $10^\circ$ , Fig. 3.4.

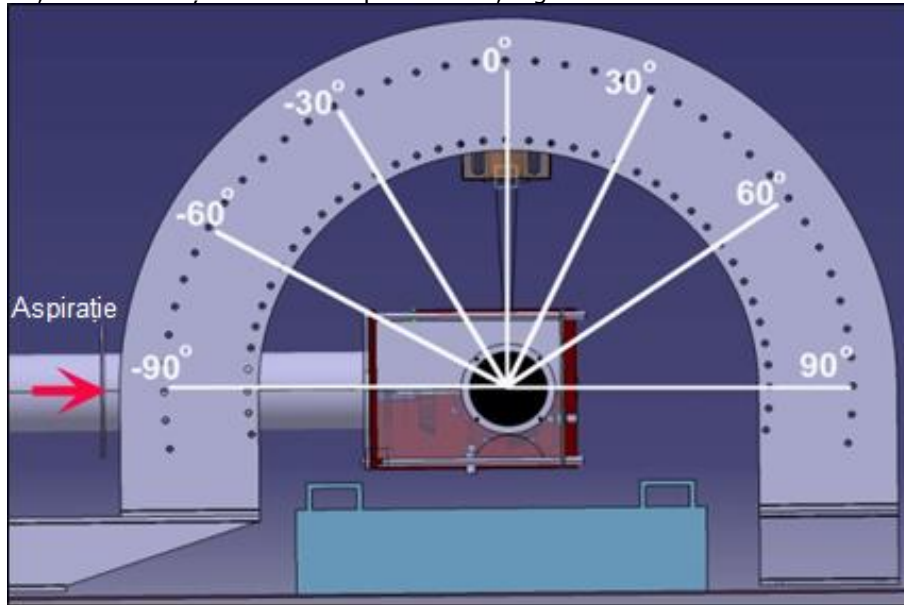


Fig. 3.4 Axele radiale de măsură cu LDV

Traversa împreună cu sonda laser se pot deplasa pe un cadru semicircular cu un pas de  $5^\circ$ , Fig. 3.5.

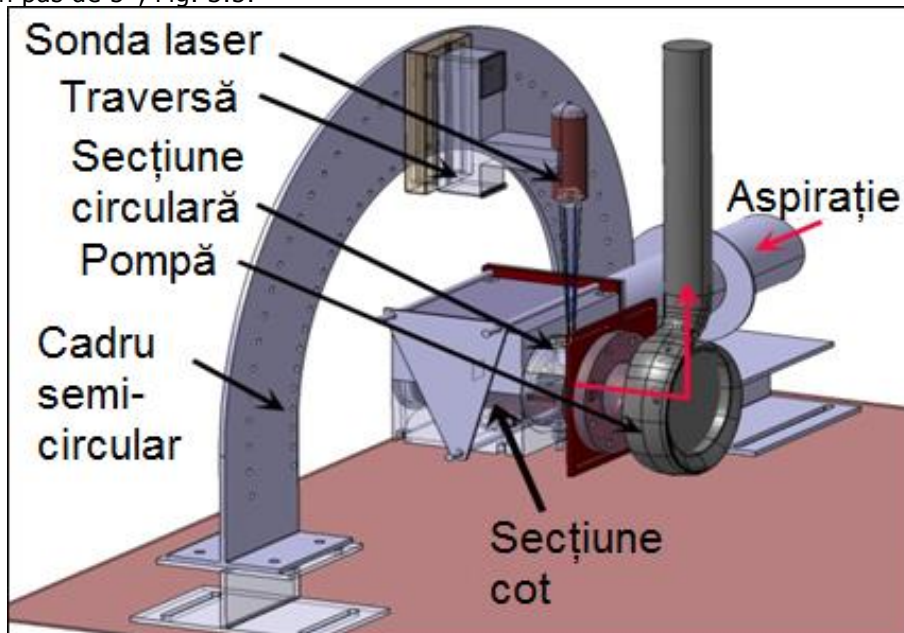


Fig. 3.5 Sistemul LDV instalat pe standul de testare

Fiecare procedură de aliniere presupune următorii pași:

- Rotirea traversei împreună cu sonda laser pe cadrul semicircular;
- Rotirea ferestrei de măsurare în jurul propriei axe, împreună cu secțiunea circulară;
- Reglarea razelor laser.

Rotirea traversei împreună cu sonda laser și rotirea ferestrei de măsură se face cu aceeași valoare ( pas de 10°) pentru toate din cele 19 axe radiale de măsură.

### 3.3. Campania de măsurători și regimurile de funcționare

Măsurătorile cu LDV s-au realizat la patru regimuri ale turației, respectiv 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm și 2900 rpm, și la debit variabil, respectiv 9 regimuri de funcționare: 0.5, 0.6, ... , 1.3 \* Q<sub>nom</sub> unde Q<sub>nom</sub> = 33,5 l/s. De asemenea, pe fiecare din cele 19 axe radiale s-a măsurat viteza în 62 de puncte, cu un pas de 0.5 mm (Fig. 3.6). Sistemul LDV permite măsurarea simultană a două componente ale vitezei, viteza axială și viteza tangențială. De asemenea, este adăugată pentru fiecare valoare măsurată abaterea medie patrată ( RMS – Root Mean Square ).

$$V_{RMS} = \sqrt{\sum_{i=0}^{N-1} \frac{1}{N} \cdot (v_i - \bar{v})^2} \quad (3.1)$$

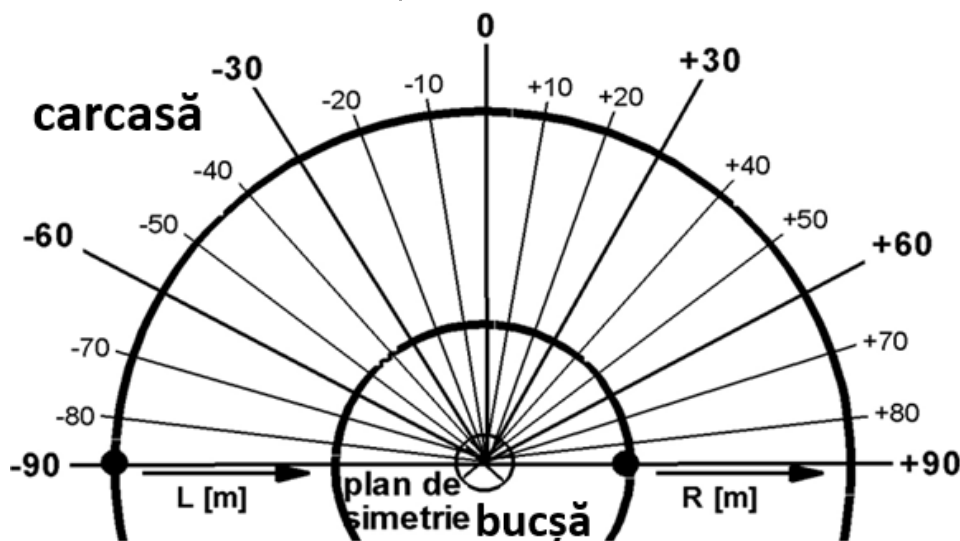


Fig. 3.6 19 axe radiale de măsură cu LDV

### 3.4. Analiza rezultatelor

În Fig. 3.7 sunt reprezentate cele două componente ale vitezei, componenta axială ( negru ) și componenta tangențială ( roșu ), pentru 2500 rpm și debitul nominal, Q<sub>nom</sub> = 33,5 l/s, la axa de măsură W= 0°. De asemenea, este reprezentată abaterea medie patrată (RMS) pentru fiecare valoare.

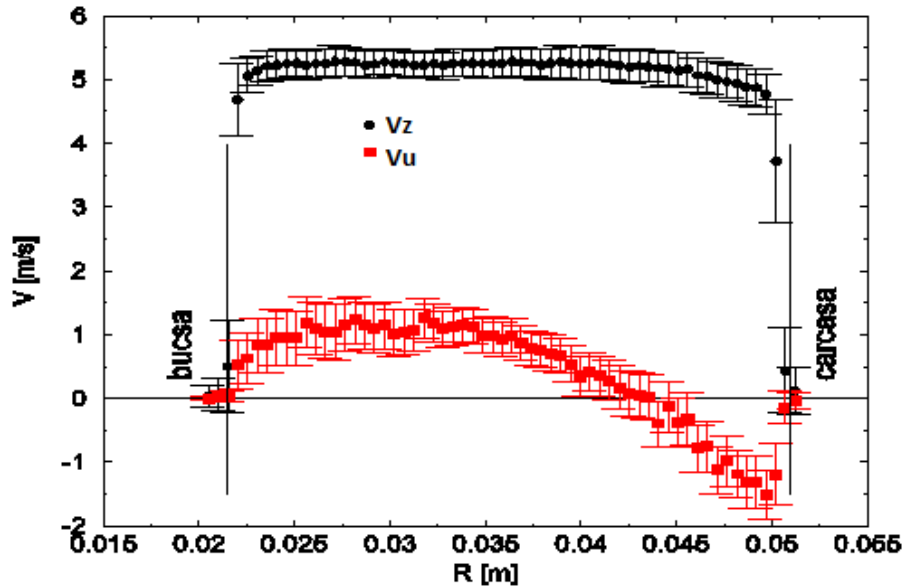


Fig. 3.7 Componentele vitezei – axială(negru) și tangențială(roșu), măsurate la axa radială  $W = 0^\circ$  pentru 2500 rpm și  $Q_{nom} = 33.5$  l/s

În Fig. 3.7 se observă o distribuție cvasi-uniformă a componentei axiale, în timp ce componenta tangențială prezintă o variație de aproximativ  $\pm 1.5$  m/s.

În Fig. 3.8 sunt reprezentate componentele vitezei – axială și tangențială, la poziția ferestrei de 0 grade pentru toate regimurile de funcționare și pentru cele 4 turații investigate.

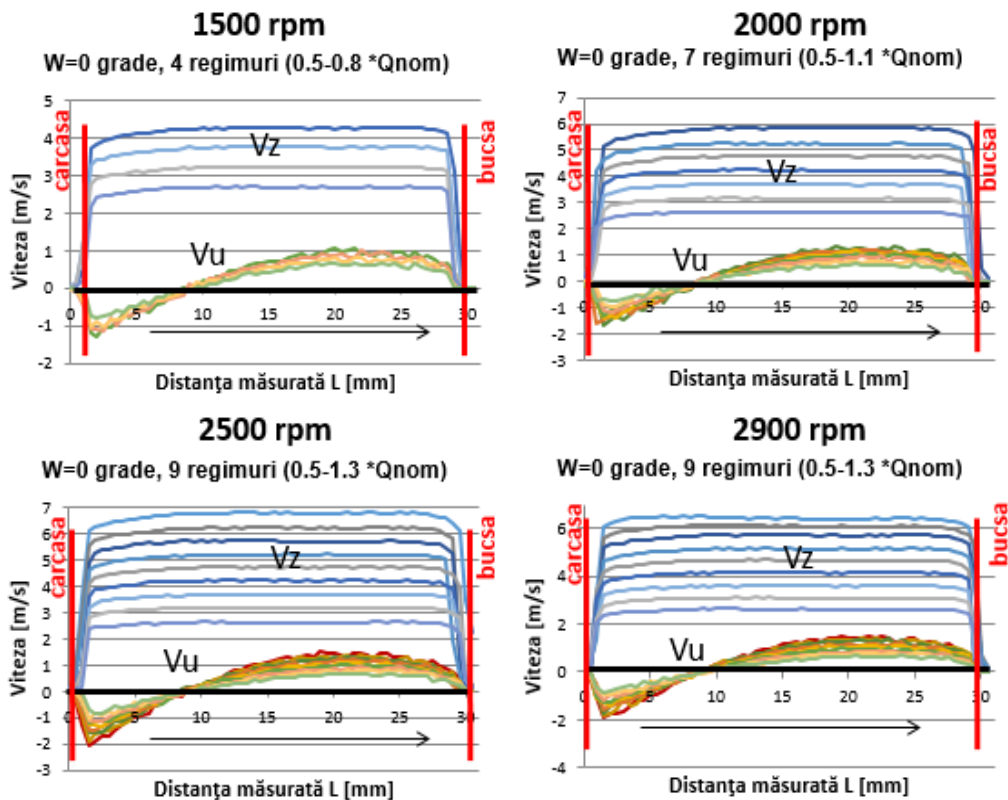


Fig. 3.8 Componentele vitezei – azială și tangențială, la poziția ferestrei de 0 grade la debit variabil pentru cele 4 turații investigate

Din analiza Fig. 3.8 se observă o creștere a vitezei axiale cu creșterea debitului în timp ce viteza tangențială este aproximativ aceeași la debit variabil, fapt constatat pentru toate turațiile investigate.

### 3.4.1 Adimensionalizarea componentelor vitezei

Pentru adimensionalizarea componentelor vitezei sunt utilizate următoarele formule:

Viteza azială adimensională  $v_z$  (3.2).

$$v_z = \frac{V_z}{\left(\frac{Q}{S}\right)} \quad (3.2)$$

Viteza tangențială adimensională  $v_u$  (3.3).

$$v_u = \frac{V_u}{\left(\frac{Q}{S}\right)} \quad (3.3)$$

În Fig. 3.9 sunt reprezentate componentele vitezei – axiale și tangențiale, adimensionale, la poziția ferestrei de 0 grade pentru debit variabil și pentru două turații din cele investigate și anume, 2000 rpm și 2500 rpm.

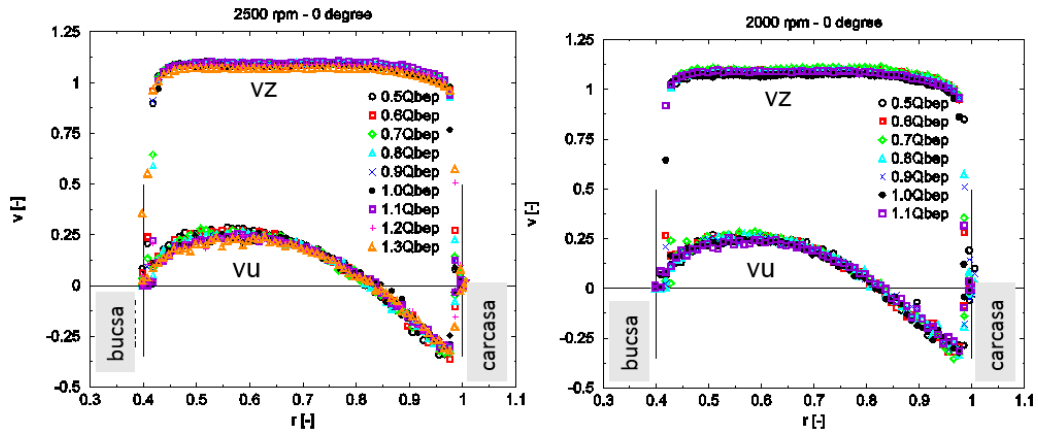
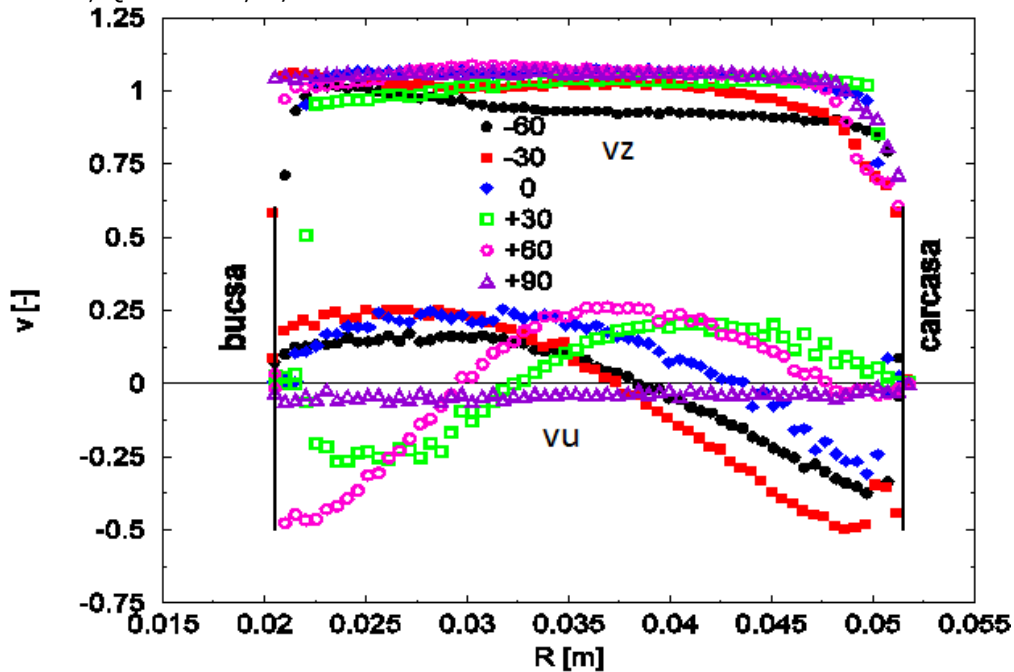


Fig. 3.9 Componentele vitezei – axiale și tangențiale, adimensionale

Din analiza Fig. 3.9 se observă o suprapunere a valorilor la cele nouă regimuri de debite investigate atât pentru viteza axială adimensională cât și pentru viteza tangențială adimensională, pentru ambele turații prezentate la poziția ferestrei de 0 grade. Din această analiză se poate trage concluzia că viteza axială adimensională și viteza tangențială adimensională nu variază cu debitul sau cu turația la poziția ferestrei de 0 grade.

În Fig. 3.10 sunt reprezentate componentele vitezei adimensionale pentru 7 axe radiale de măsură, între  $\pm 90^\circ$  cu un pas de  $30^\circ$ , la 2500 rpm și debitul nominal,  $Q_{nom} = 33,5$  l/s.

Fig. 3.10 Componentele vitezei adimensionale măsurate pentru 7 axe radiale la  $Q_{nom} = 33,5$  l/s și 2500 rpm, Drăghici [27]

Din analiza Fig. 3.10 se observă o variație de aproximativ 10% față de medie a componentei vitezei axiale adimensionale în timp ce componenta vitezei tangențiale adimensionale prezintă o variație semnificativă cuprinsă între -50% și +30% față de medie pentru jumate din secțiunea de intrate în pompă.

În Fig. 3.11-3.20 sunt reprezentate componentele vitezei adimensionale la nouă regimuri ale debitului pentru zece axe radiale de măsură (+90°, +60°, +50°, +40°, +30°, +20°, +10°, 0°, -60°, -90°) la turația de 2500 rpm.

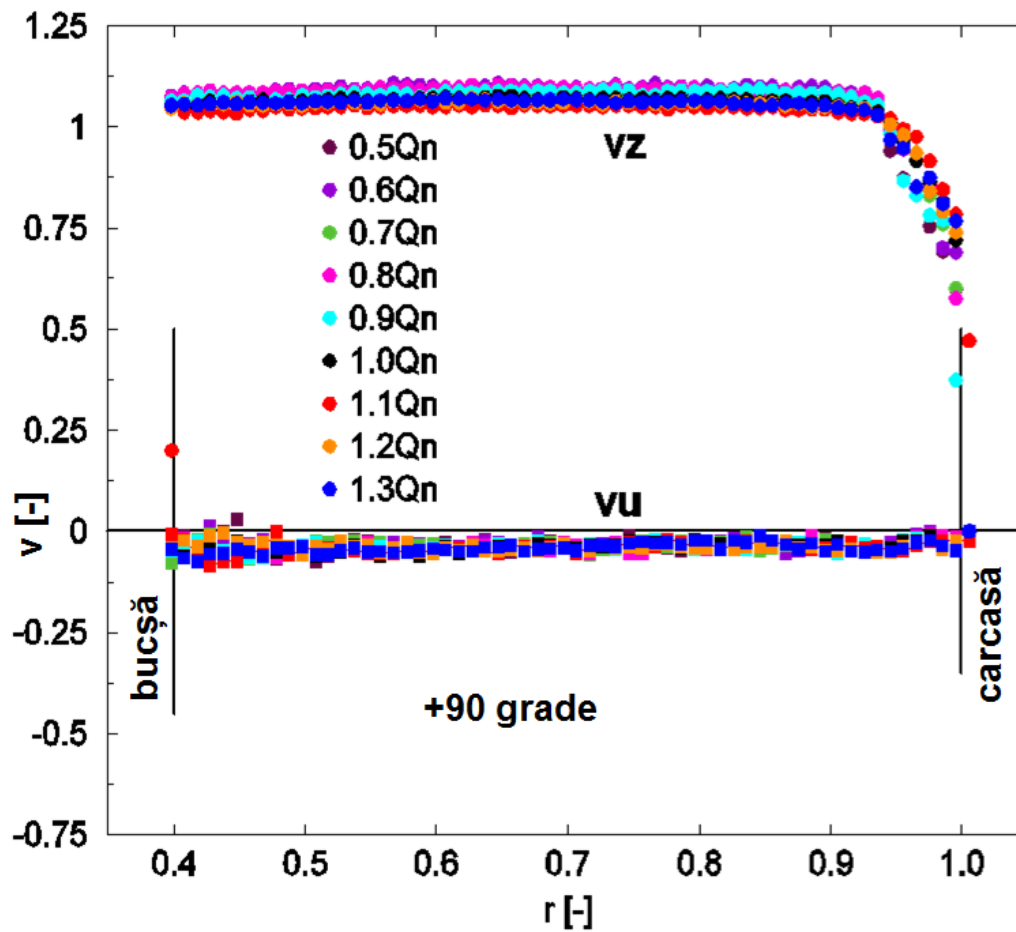


Fig. 3.11 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură +90°, la debit variabil și 2500 rpm



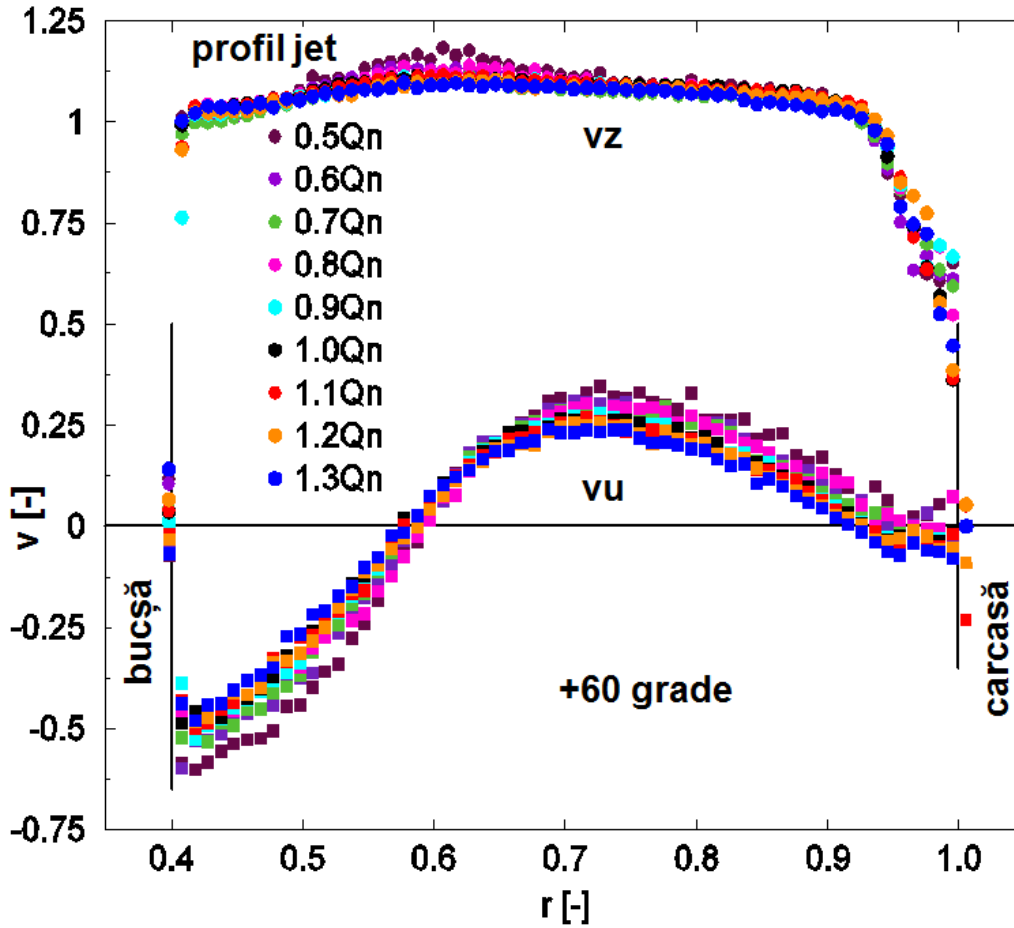


Fig. 3.12 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură +60°, la debit variabil și 2500 rpm

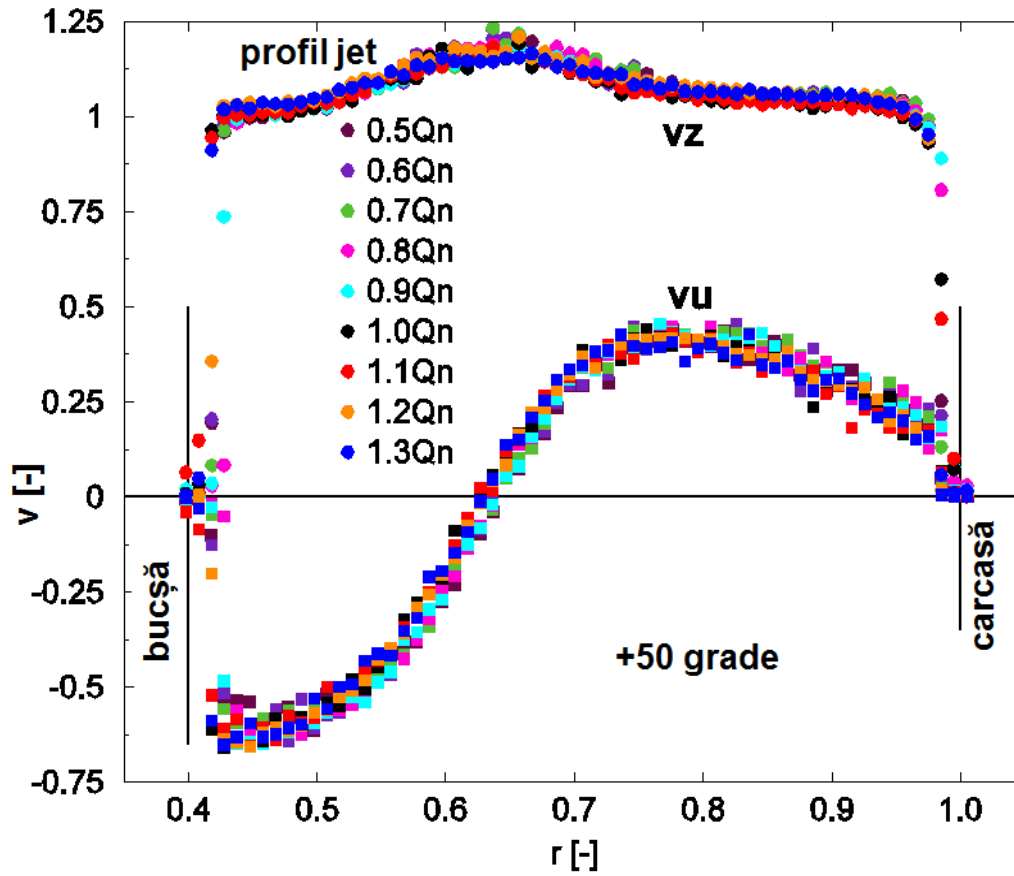


Fig. 3.13 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură +50°, la debit variabil și 2500 rpm

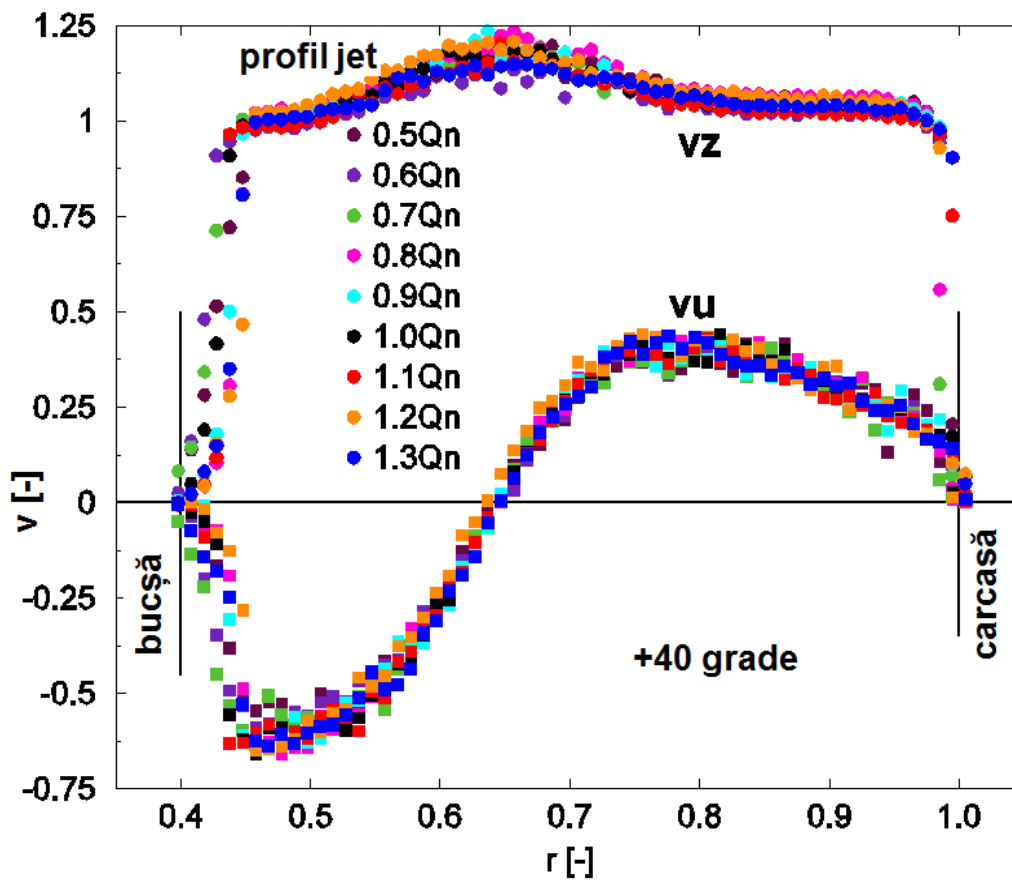


Fig. 3.14 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură +40°, la debit variabil și 2500 rpm

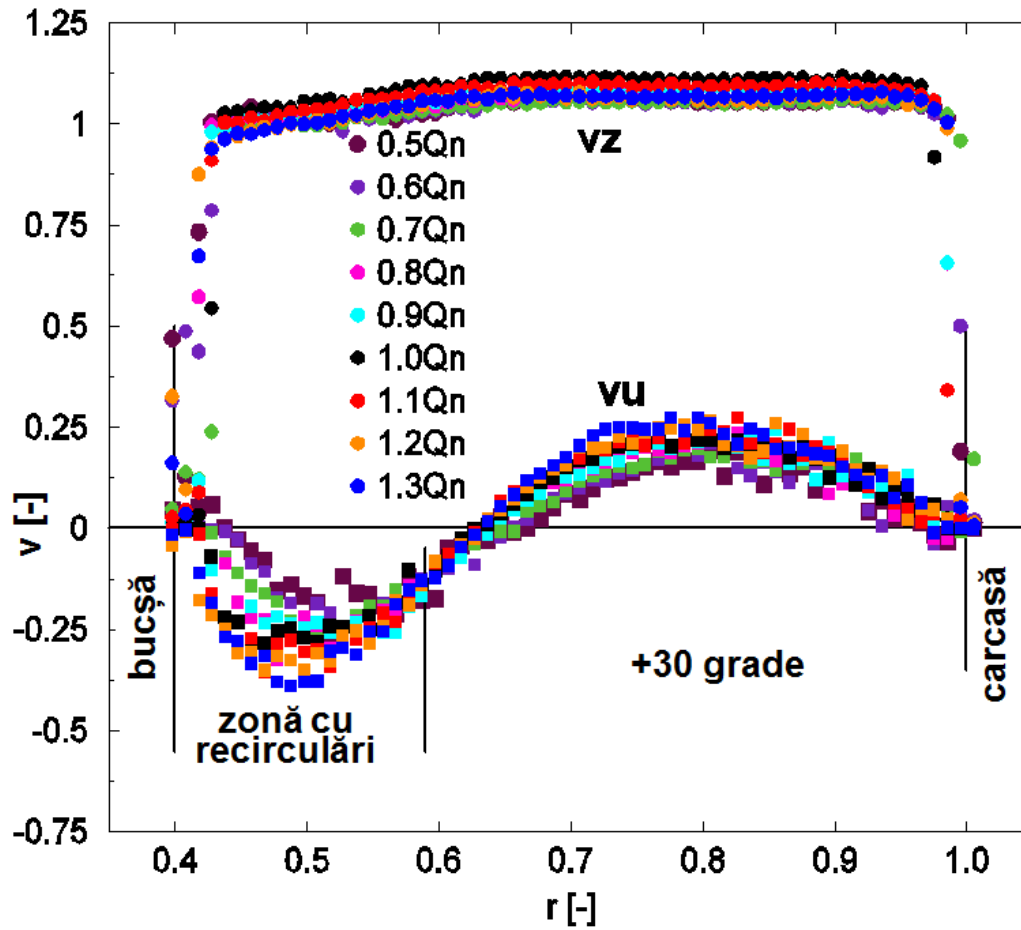


Fig. 3.15 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură +30°, la debit variabil și 2500 rpm

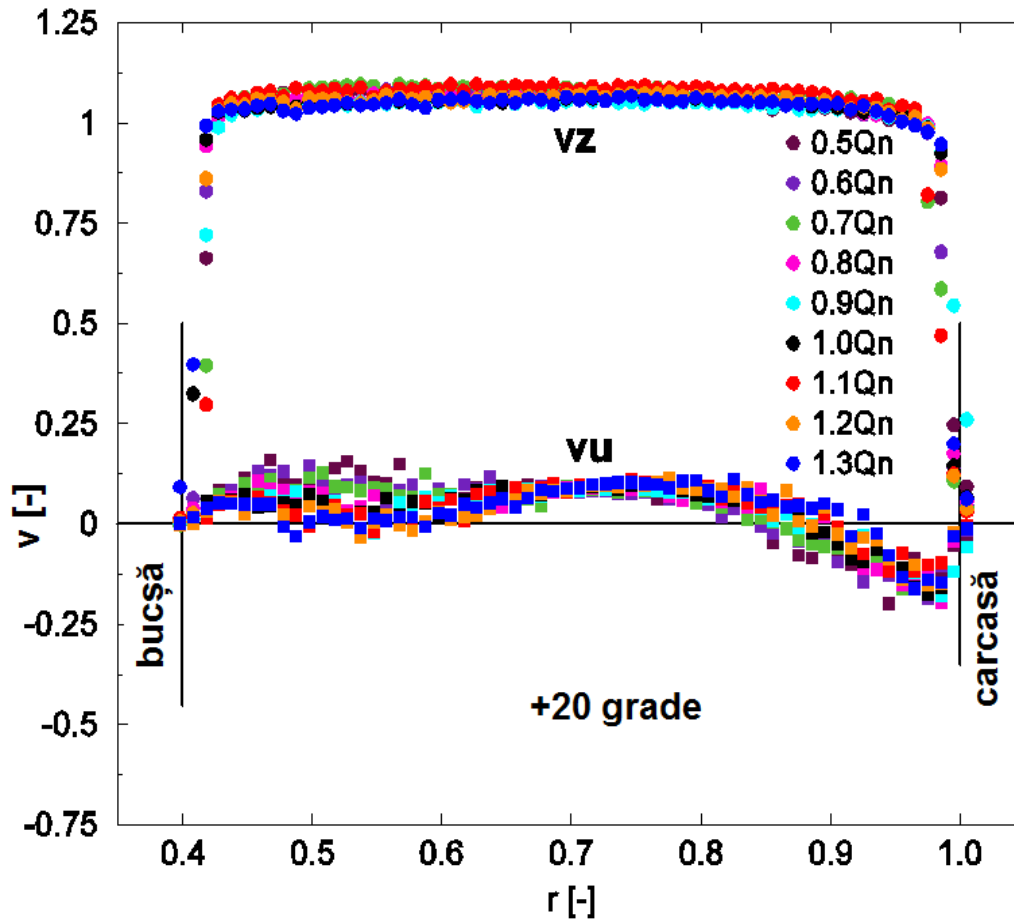


Fig. 3.16 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură +20°, la debit variabil și 2500 rpm

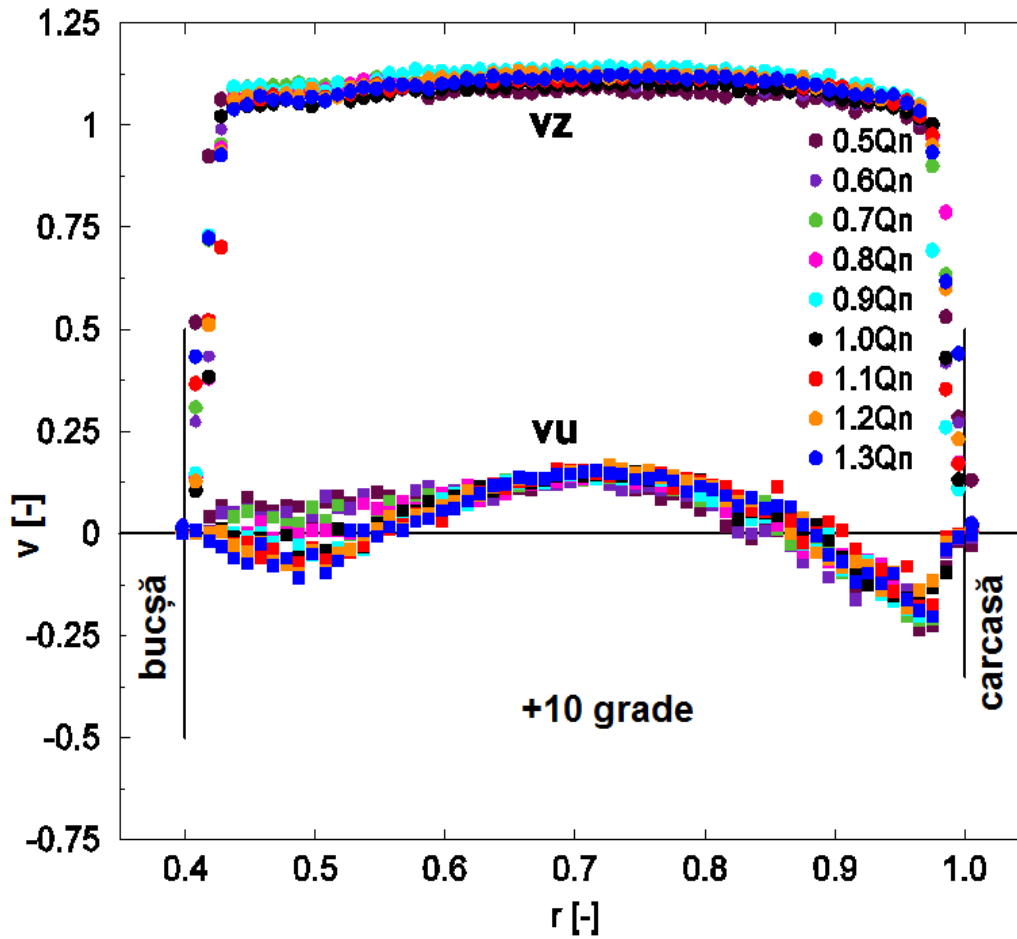


Fig. 3.17 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură +10°, la debit variabil și 2500 rpm

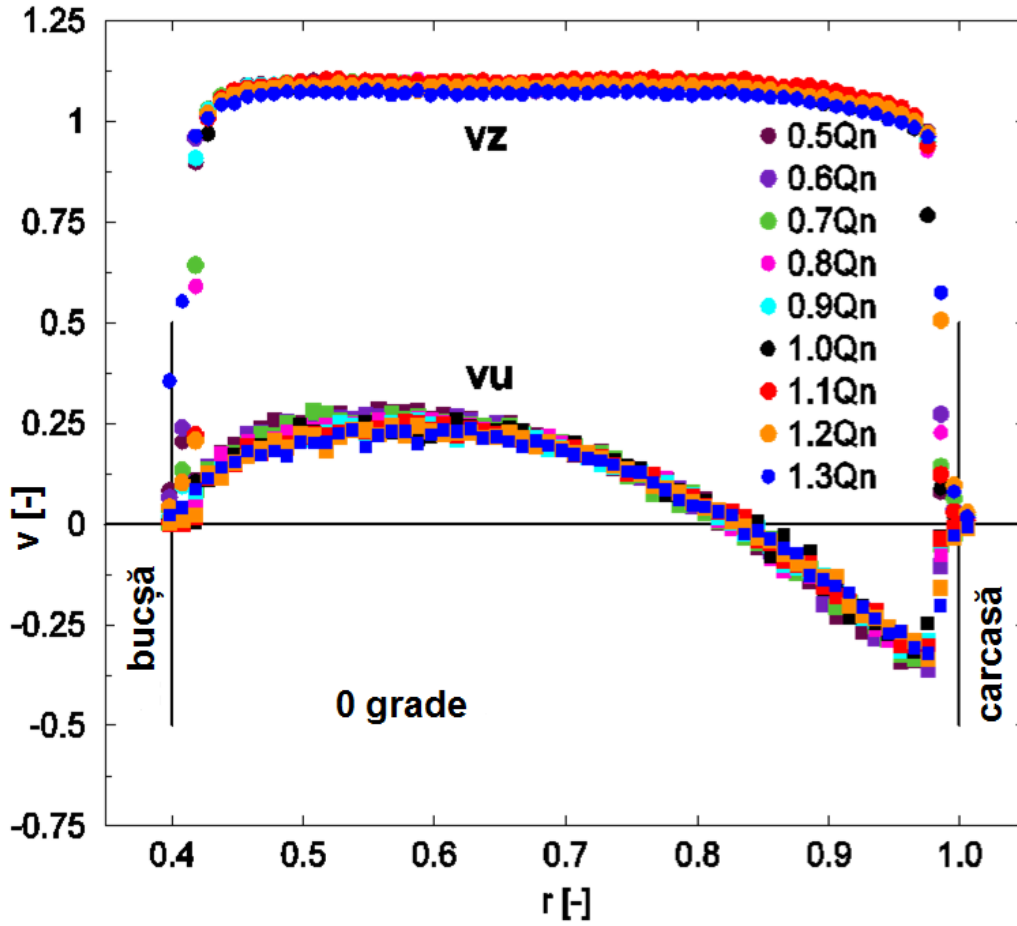


Fig. 3.18 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $0^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm

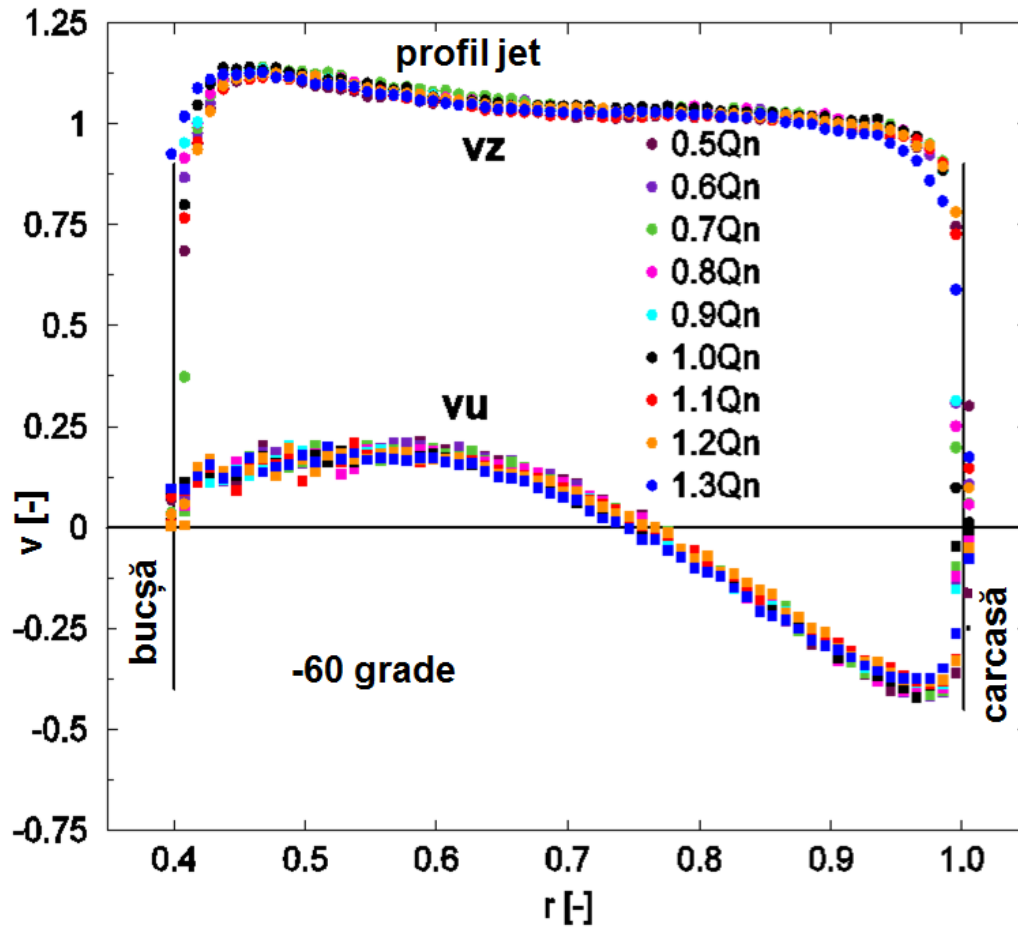


Fig. 3.19 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $-60^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm



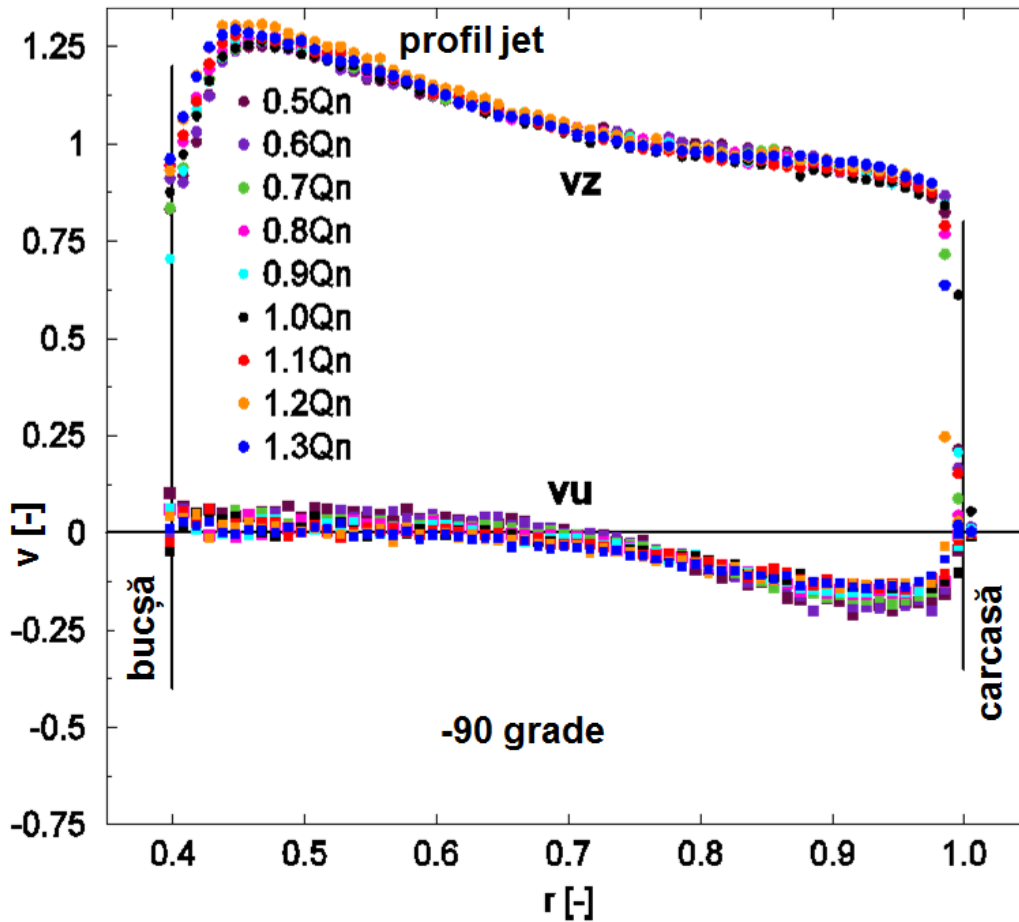
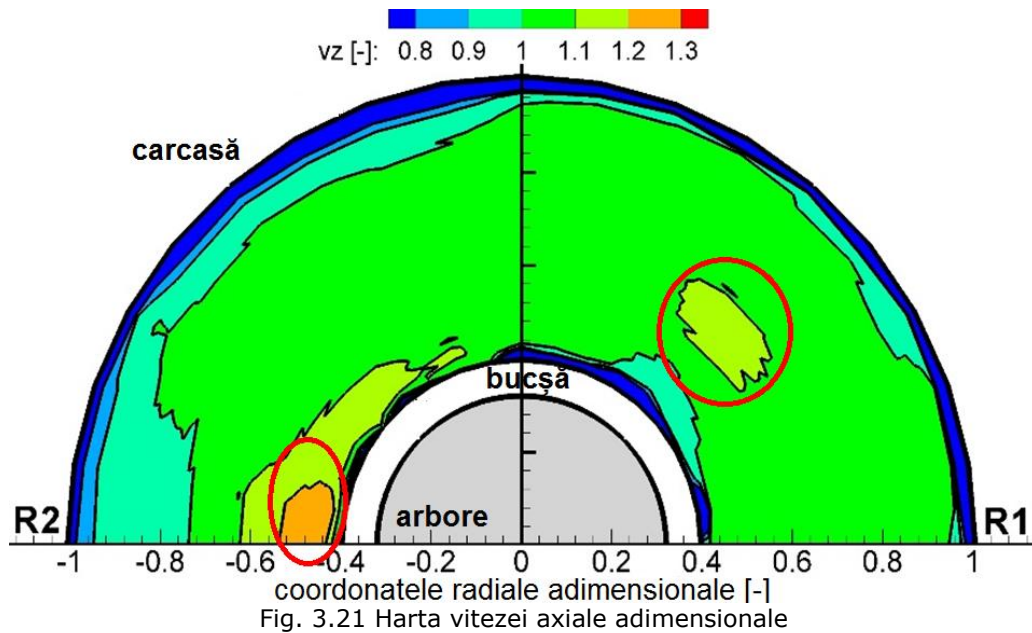


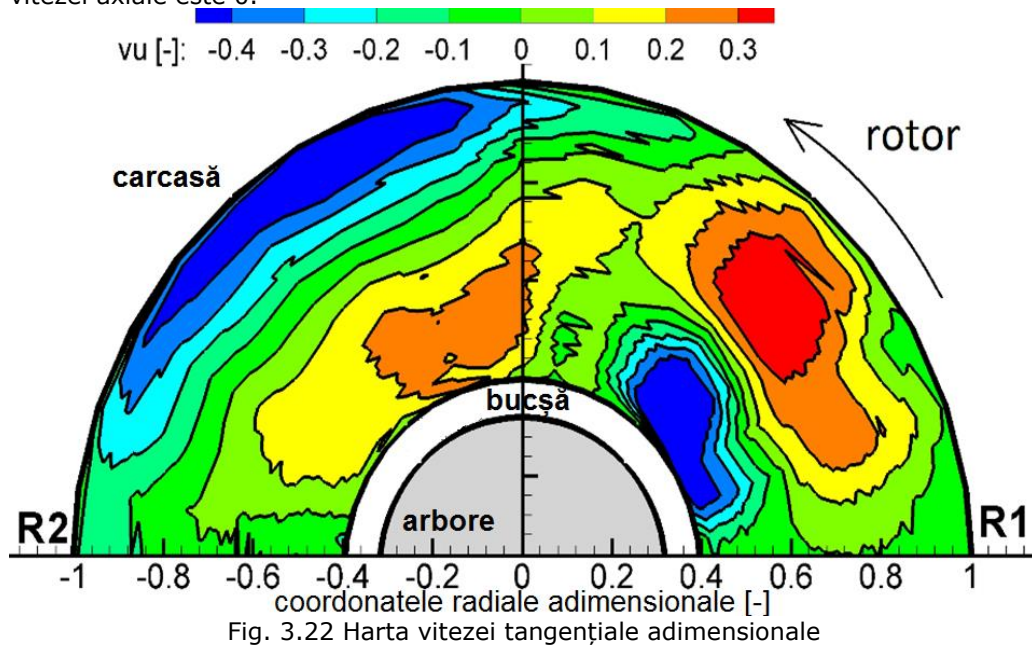
Fig. 3.20 Componentele vitezei adimensionale pentru axa radială de măsură  $-90^\circ$ , la debit variabil și 2500 rpm

Din analiza Figurilor 3.11 – 3.20 se observă atât pentru componenta vitezei axiale adimensionale ( $v_z$ ) cât și pentru componenta vitezei tangențiale adimensionale ( $v_u$ ) suprapunerea valorilor pentru toate cele nouă debite investigate. Excepție face axa de  $+30^\circ$  unde se observă lângă bucșă o zonă cu o dispersie a valorilor pentru componenta vitezei tangențiale adimensionale, această zonă fiind asociată recirculărilor ce se formează la curgerea peste corpuri, Levi 1988 [64], în cazul nostru se formează în spatele bucșei la curgerea peste aceasta.

În Fig. 3.21 este reprezentată harta vitezei axiale adimensionale iar în Fig. 3.22 este prezentată harta vitezei tangențiale adimensionale măsurate cu LDV pe semiplanul superior.



În această figură se observa două zone de culoare mai deschisă în care viteza axială adimensională este mai mare cu aproximativ 10% față de medie. În aceste două zone se regăsesc două jeturi în direcție axială. La perete componenta vitezei axiale este 0.



În urma analizei acestui grafic se observă următoarele: dacă viteza tangențială adimensională are valoare pozitivă, atunci fluidul are contra-rotație; iar

dacă viteza tangențială adimensională are valoare negativă, atunci fluidul are co-rotăție, în concordanță cu direcția de rotație a rotorului.

### 3.4.2 Unghiul absolut al curentului $\gamma$

Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  este dat de relația:

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{V_y}{V_z}\right) [^\circ] \quad (3.1)$$

În Fig. 3.23 – 3.28 este reprezentat unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la cele nouă regimuri de debite investigate pentru șase axe radiale de măsură (+90°, +60°, +30°, 0°, -30°, -60°) la turația de 2500 rpm.

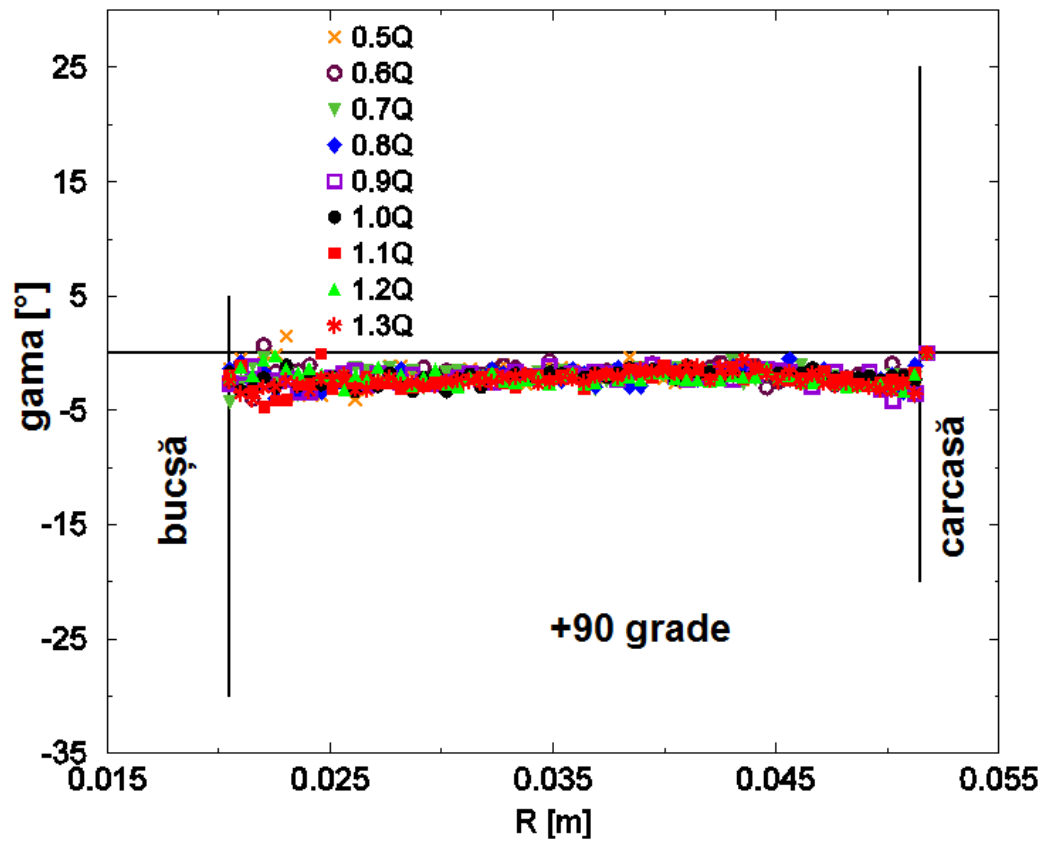


Fig. 3.23 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură +90° la turația de 2500 rpm

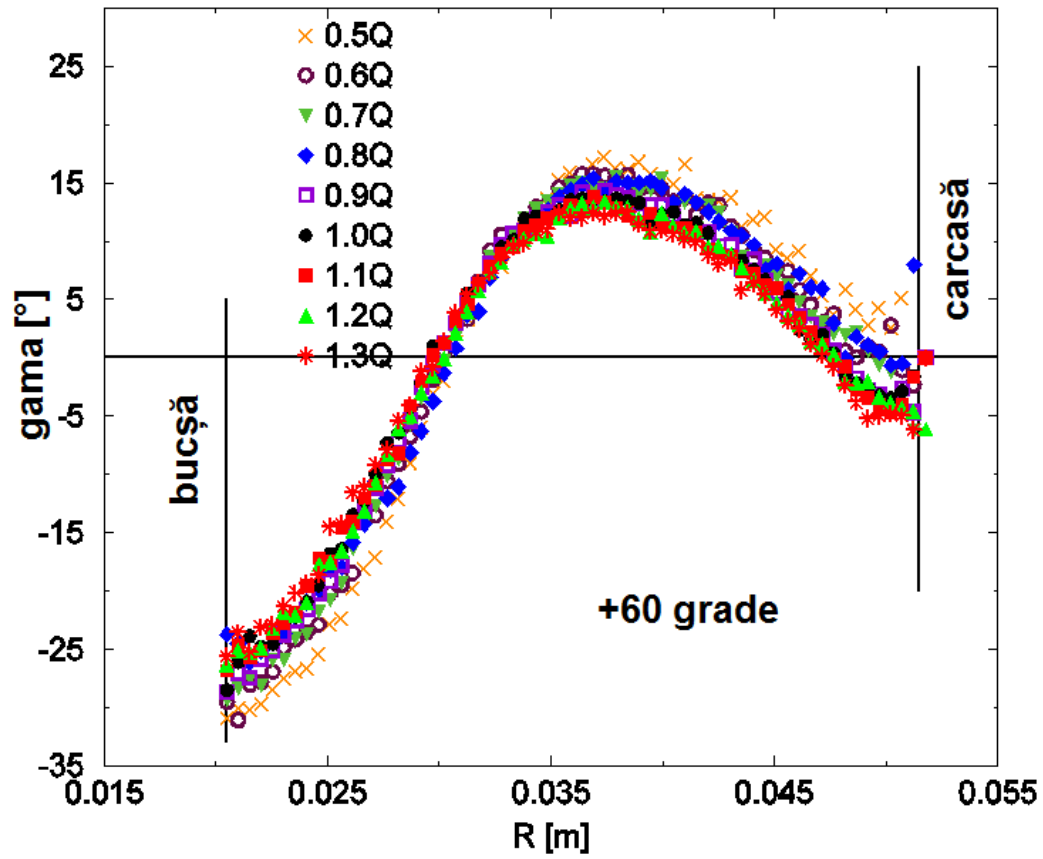


Fig. 3.24 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură +60° la turația de 2500 rpm

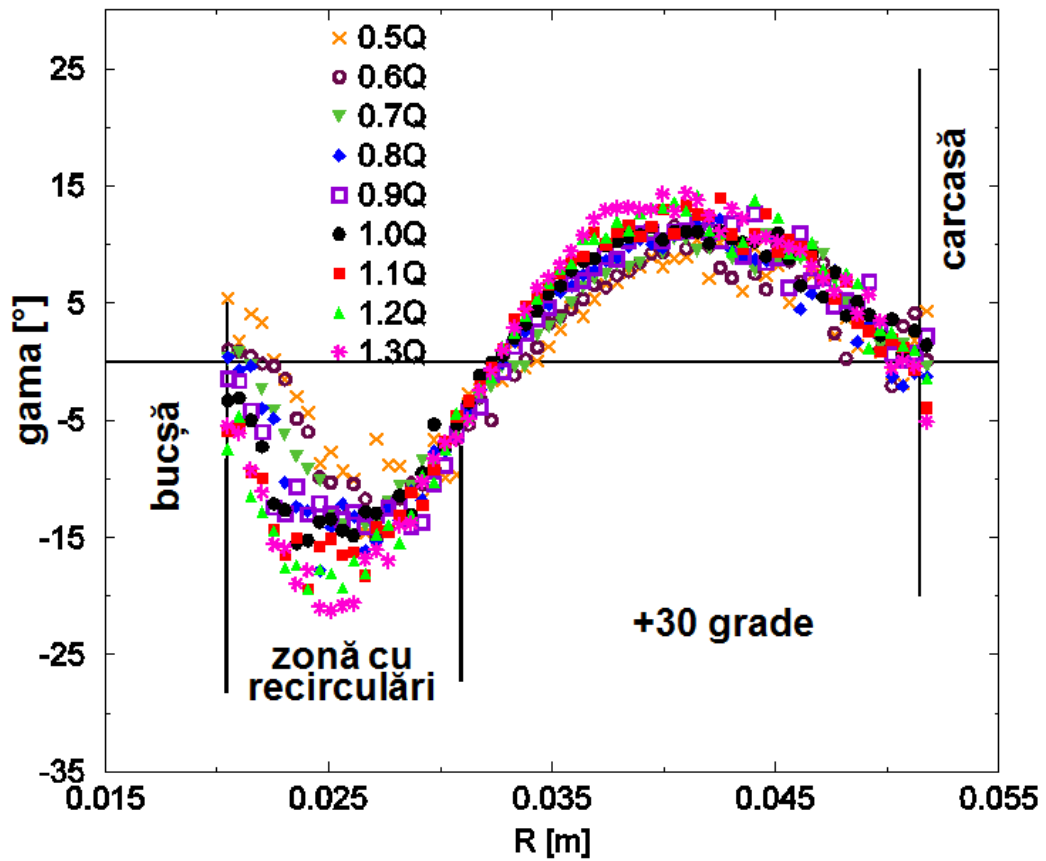


Fig. 3.25 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură  $+30^\circ$  la turația de 2500 rpm

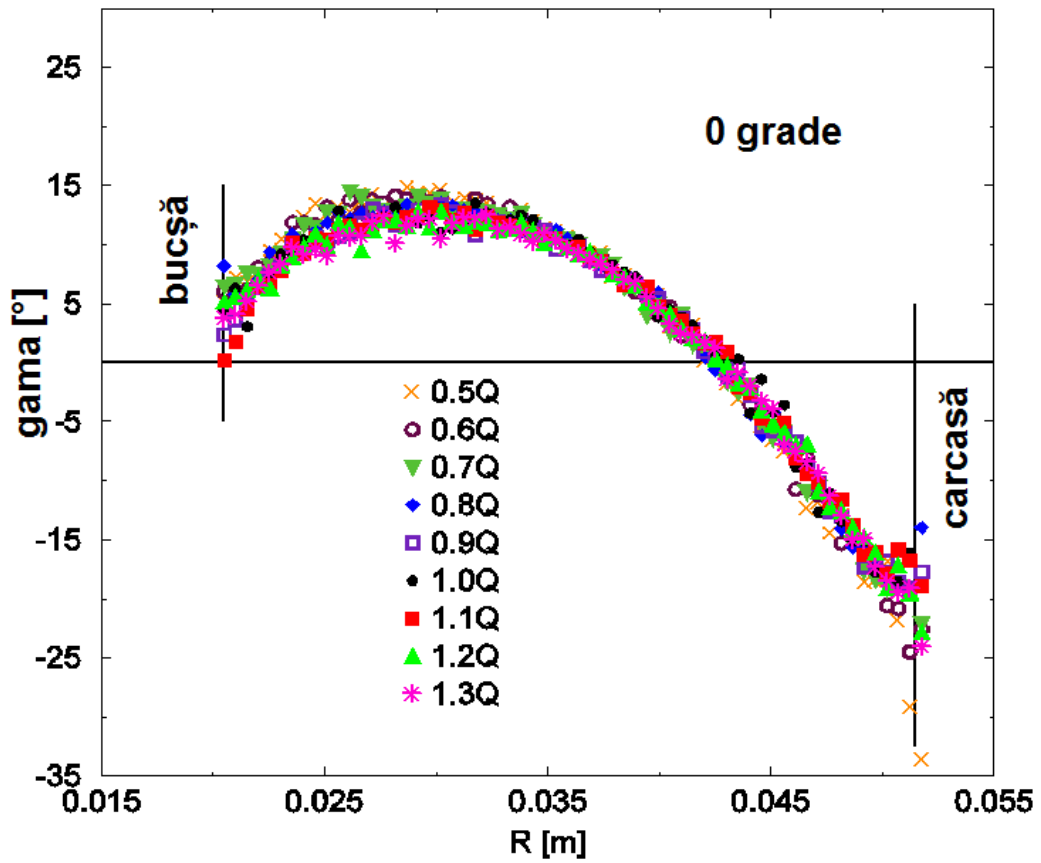


Fig. 3.26 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură 0° la turația de 2500 rpm

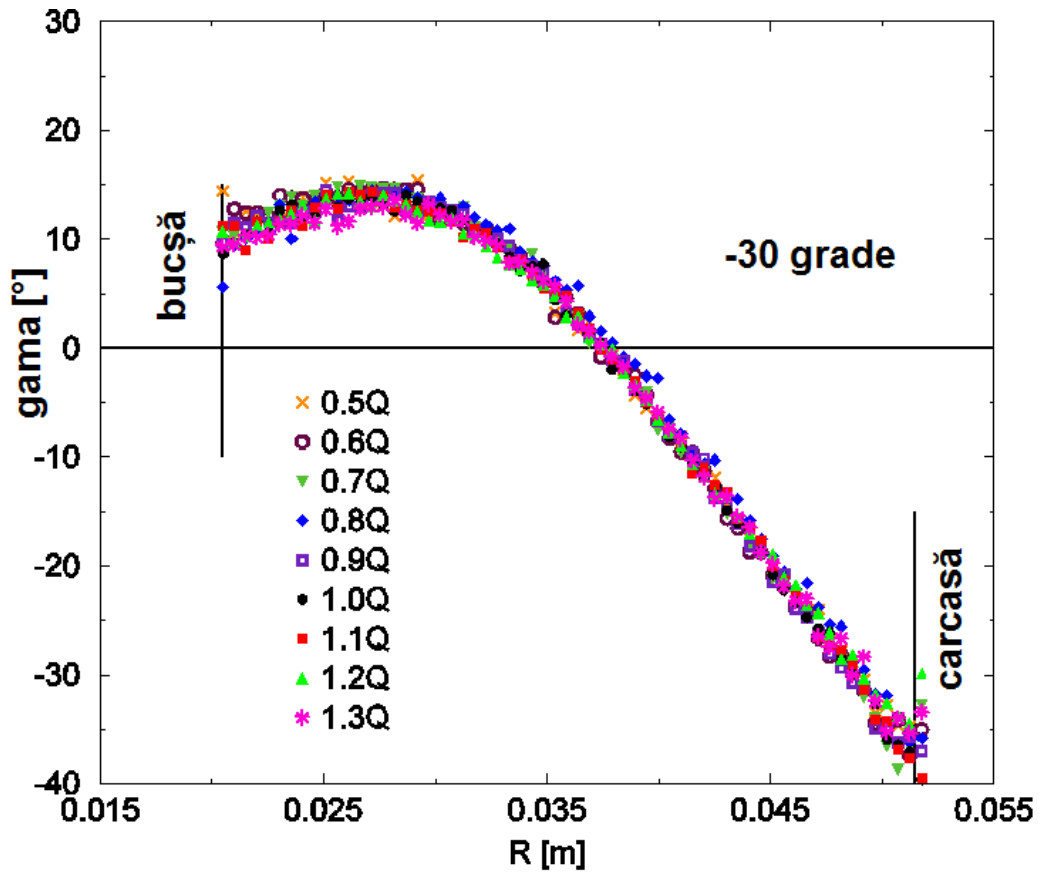


Fig. 3.27 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură -30° la turația de 2500 rpm

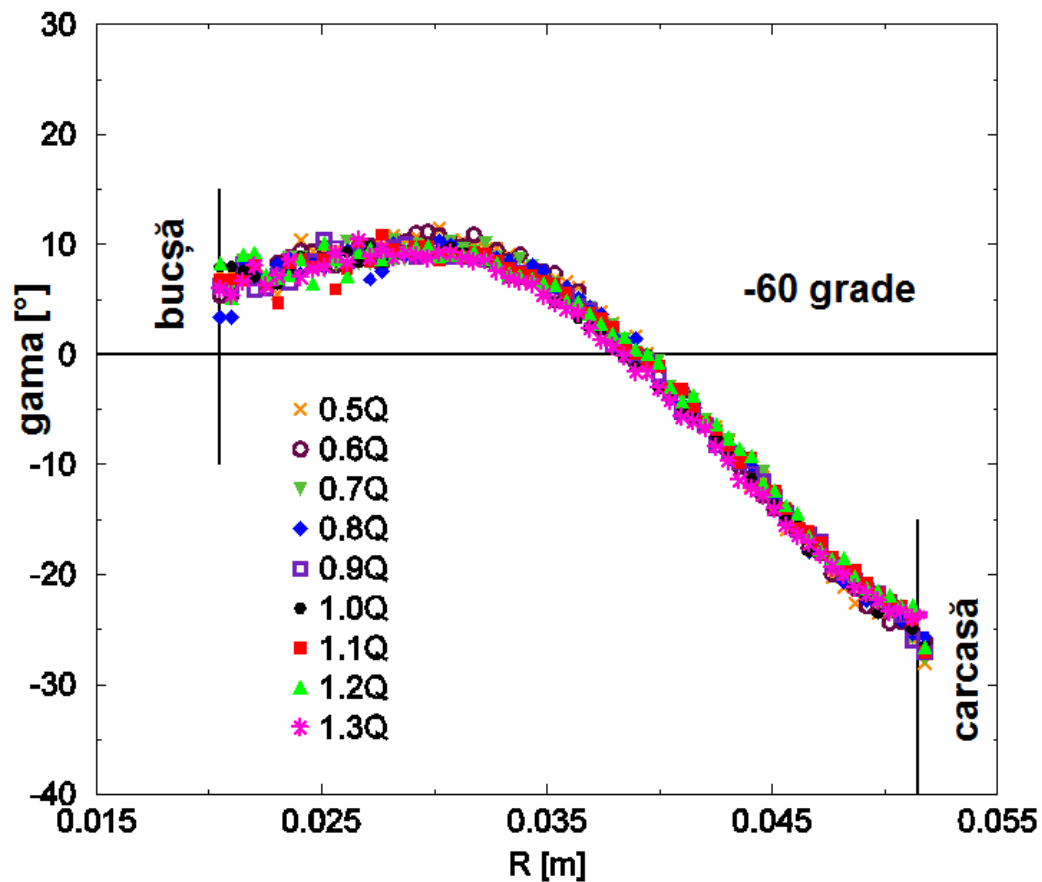


Fig. 3.28 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru axa radială de măsură  $-60^\circ$  la turația de 2500 rpm

Din analiza Fig. 3.23 – 3.28 se observă suprapunerea valorilor unghiului absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil pentru cele șase axe radiale de măsură, excepție făcând axa de  $+30^\circ$  unde se observă în apropierea buçei o variație a acestuia cu creșterea debitului. Această zonă este asociată recirculărilor ce se formează la curgerea peste corpuri, Levi 1988 [64], în cazul nostru se formează în spatele buçei la curgerea peste aceasta.

Analizând această axă de măsură de  $+30^\circ$  la toate cele patru turații investigate (Fig. 3.29 – 3.32) observam aceeași variație a unghiului  $\gamma$  pentru toate turațiile investigate.



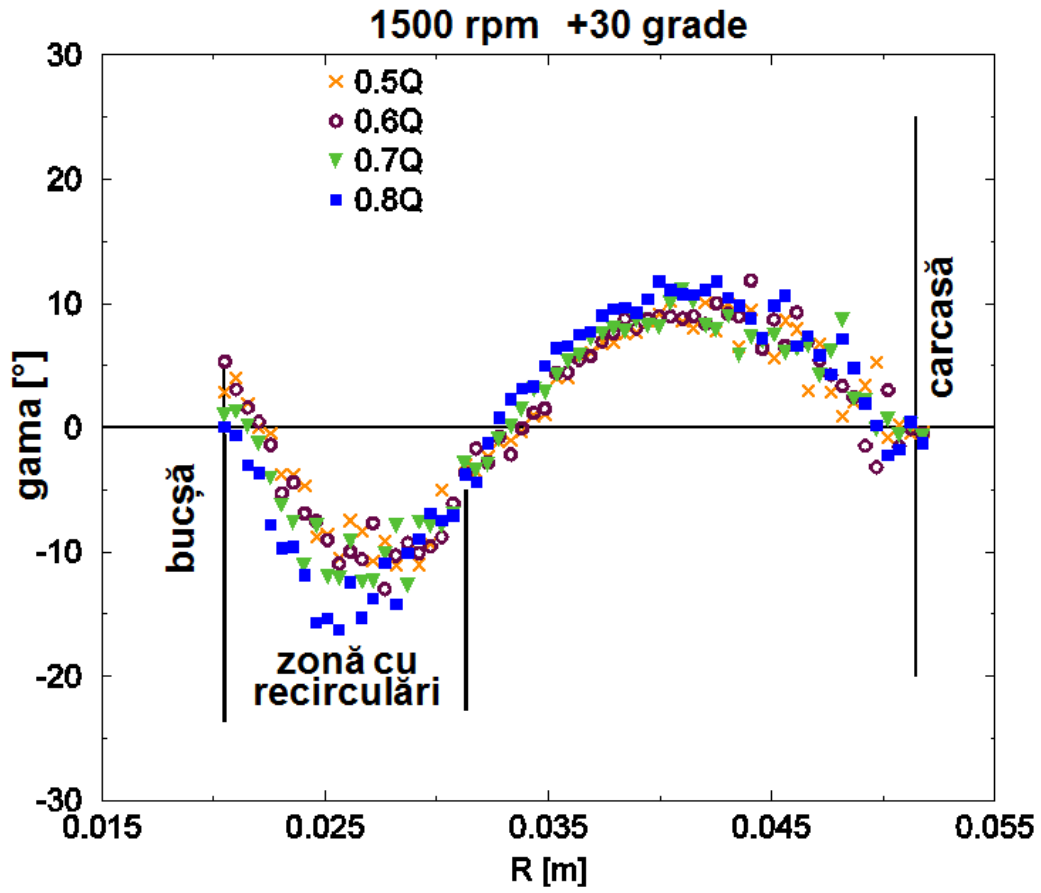


Fig. 3.29 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil și la turația de 1500 rpm pentru axa radială de măsură de  $+30^\circ$

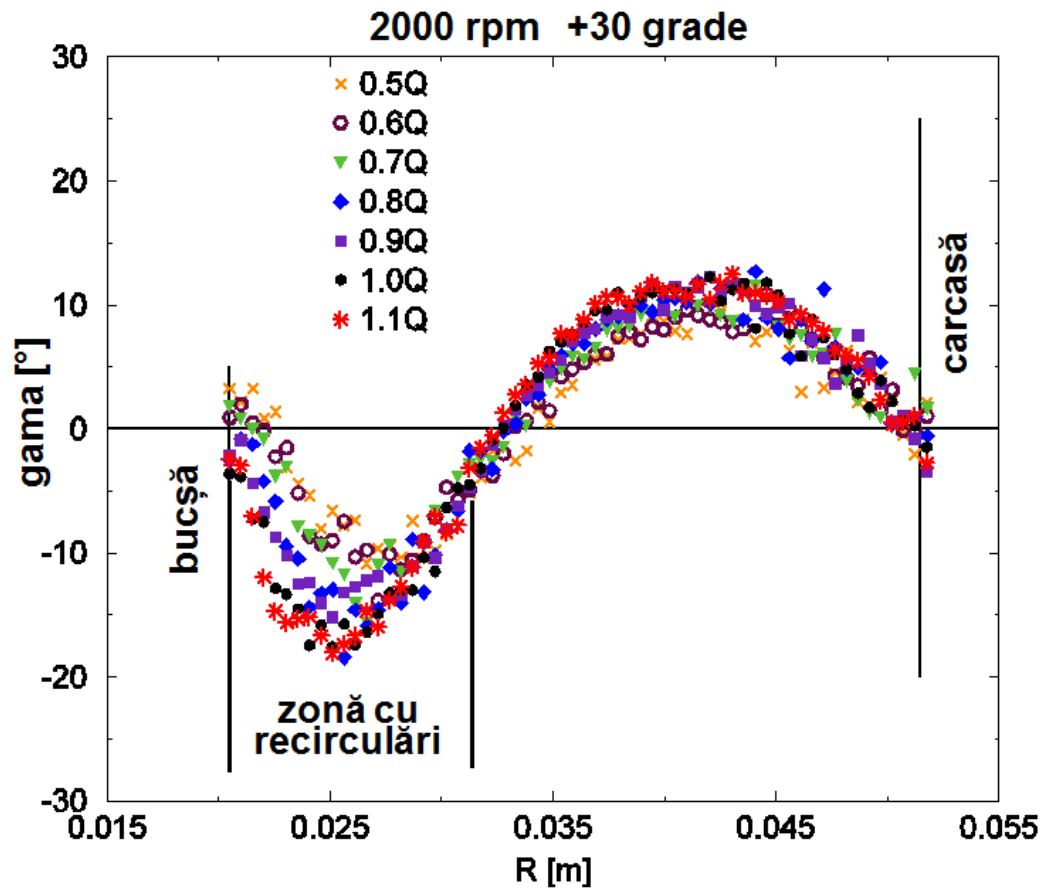


Fig. 3.30 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil și la turația de 2000 rpm pentru axa radială de măsură de  $+30^\circ$

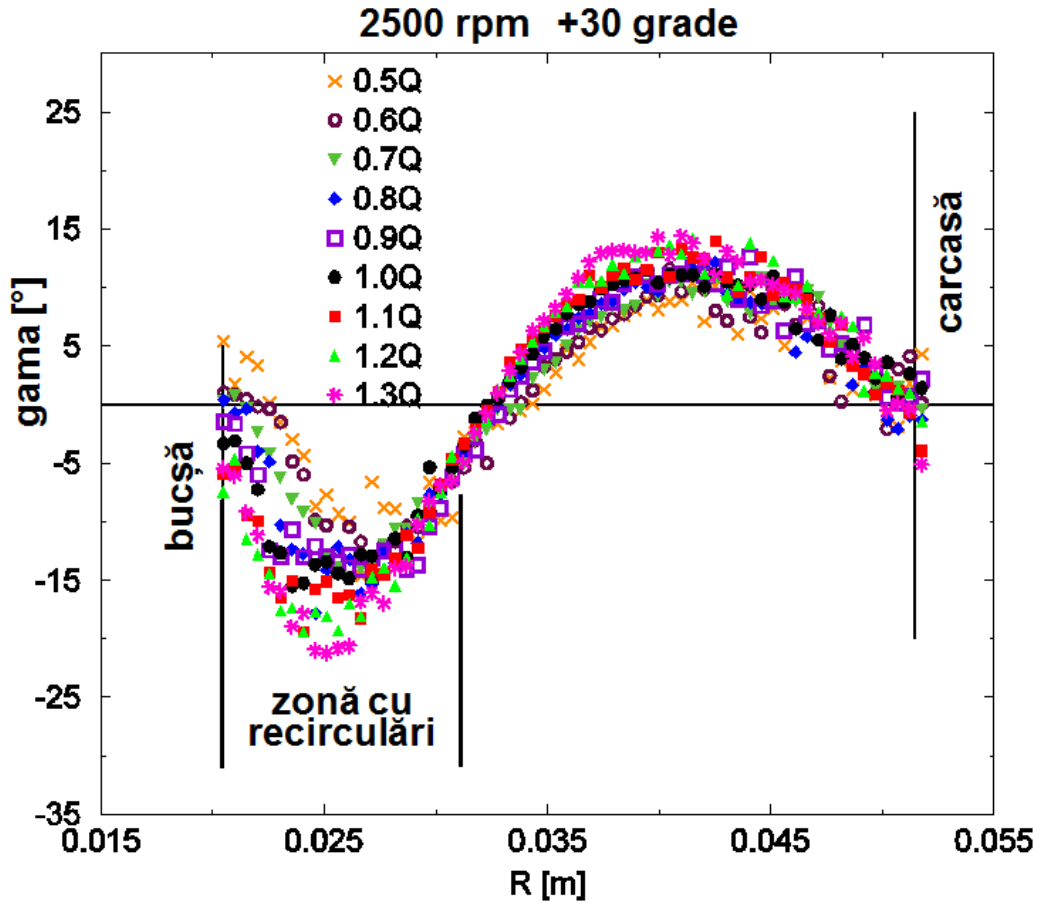


Fig. 3.31 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil și la turația de 2500 rpm pentru axa radială de măsură de +30°

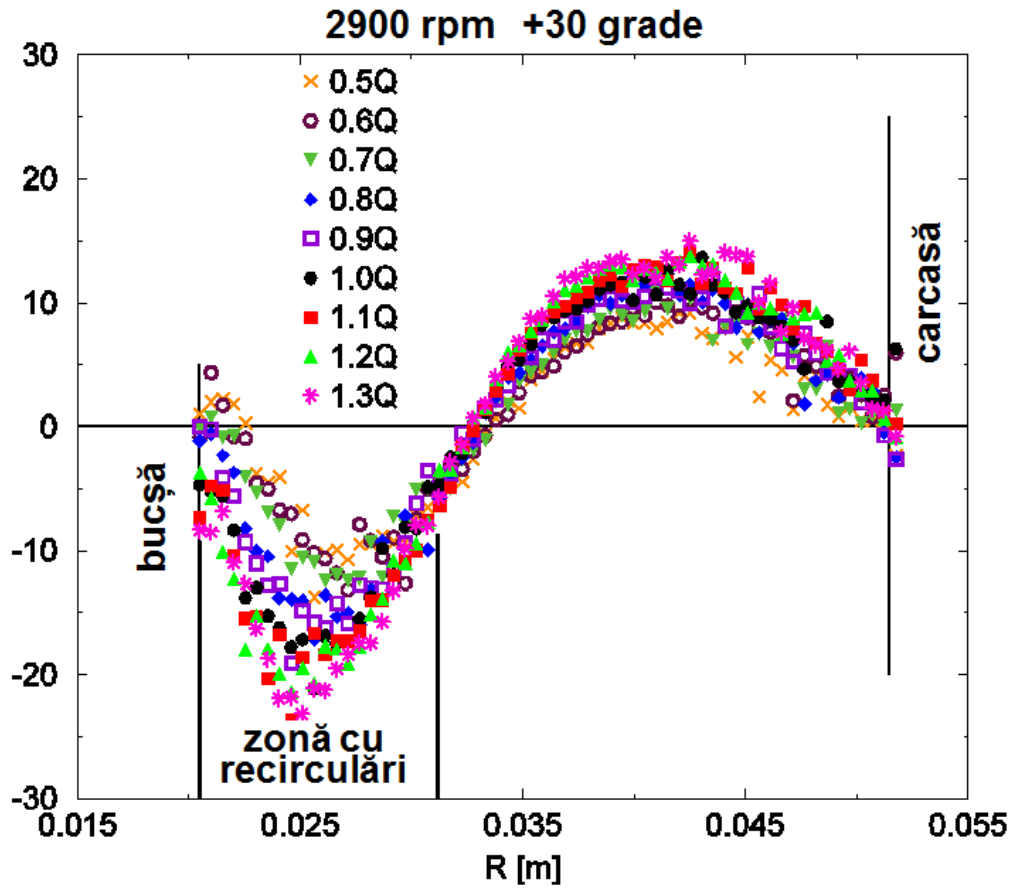


Fig. 3.32 Unghiul absolut al curentului  $\gamma$  la debit variabil și la turația de 2900 rpm pentru axa radială de măsură de  $+30^\circ$

În Fig. 3.33 este reprezentat unghiul absolut al curentului ( $\gamma$ ) pentru 7 axe radiale de măsură, între  $\pm 90^\circ$  cu un pas de  $30^\circ$ , iar în Fig. 3.34 este reprezentată harta unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) pe secțiunea circulară la ieșirea din cot.

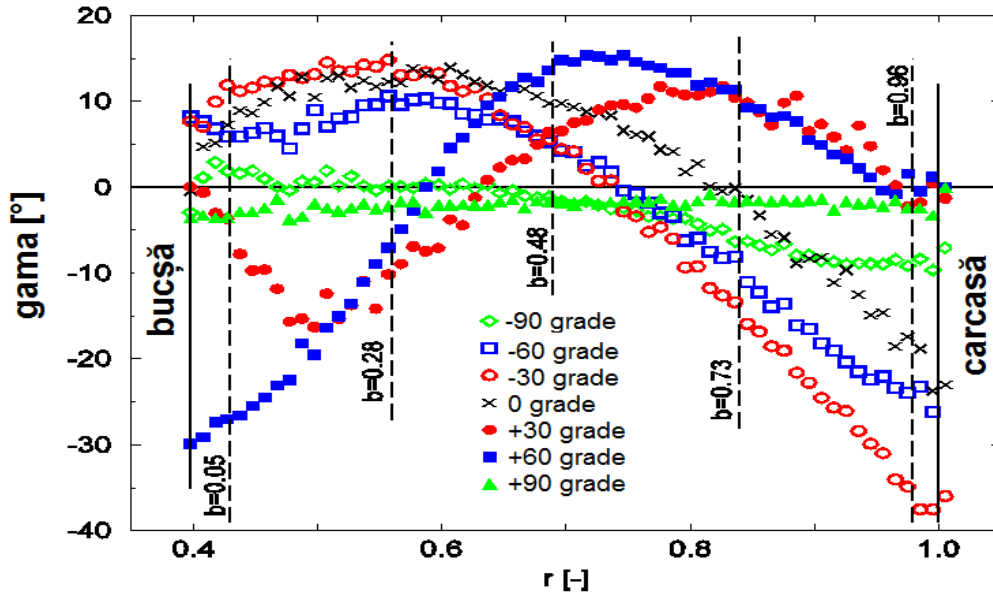


Fig. 3.33 Unghiul absolut al curentului ( $\gamma$ ) pentru 7 axe radiale de măsură

Din analiza Fig. 3.33 se observă o variație semnificativă a unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) cu aproximativ  $40^\circ$  (între  $-30^\circ$  și  $10^\circ$ ) la bucșă și cu aproximativ  $38^\circ$  (între  $-38^\circ$  și  $0^\circ$ ) la carcasă.

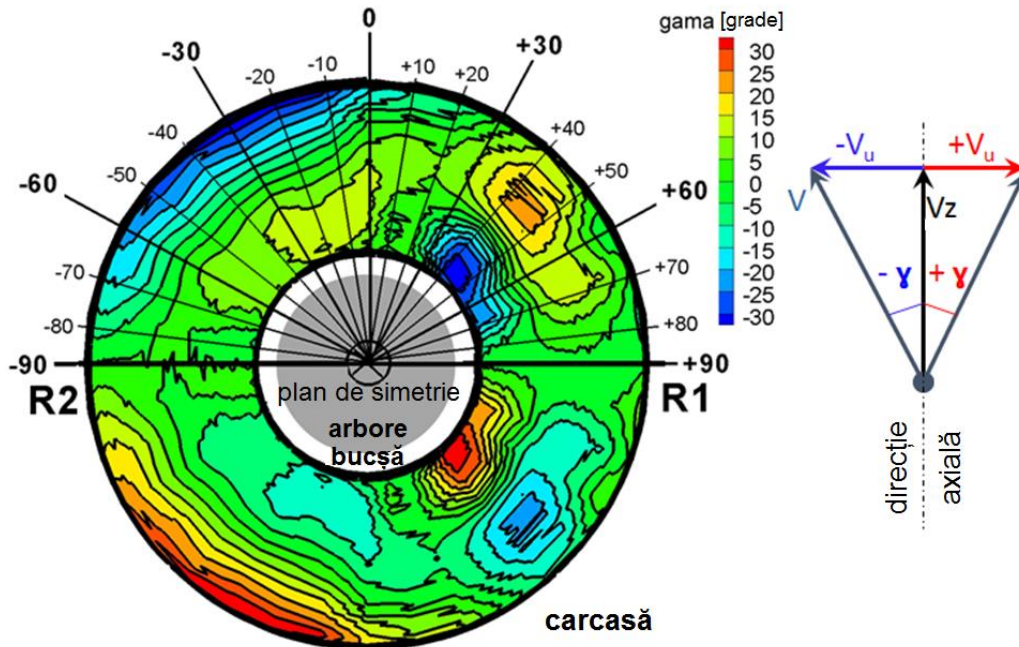


Fig. 3.34 Harta unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) pe secțiunea circulară la ieșirea din cot - 360 de grade, Drăghici [28]

În Fig. 3.34 pe semiplanul superior este reprezentat unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) obținut în urma măsurătorilor cu LDV iar semiplanul inferior este reprezentat după un plan de simetrie dar valorile sunt cu semn schimbat. În urma analizei graficului se observă că cea mai mare variație a unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) pe secțiunea circulară la ieșirea din cot se află în vecinătatea pereților, lângă carcasă respectiv rotor.

Aceste neuniformități ale debitului generate de cot sunt preluate de rotor, conducând la efecte nedorite în funcționare cum ar fi comportament cavitațional al pompei.

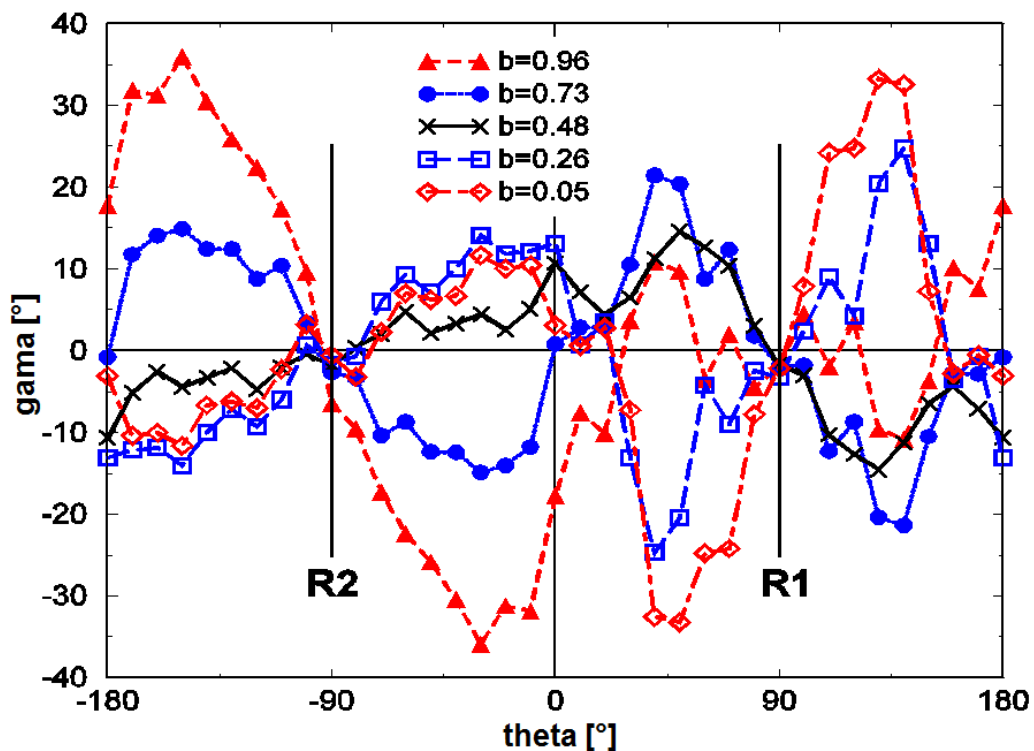


Fig. 3.35 Distribuția unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) de-a lungul a 5 raze dispuse în secțiunea circulară la ieșirea din cot:  $b=0.05$  (lângă arbore),  $b=0.26$ ,  $b=0.48$  (lângă raza de mijloc),  $b=0.73$ ,  $b=0.96$  (lângă carcasă)

Din analiza Fig. 3.35 se observă că cea mai semnificativă variație a unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) în secțiunea circulară la ieșirea din cot se găsește la pereți (lângă carcasă respectiv lângă arbore). Se observă o variație semnificativă a unghiului absolut al curentului ( $\gamma$ ) de  $\pm 38^\circ$  lângă carcasă cuprins în intervalul  $-180^\circ \dots 0^\circ$  și de  $\pm 33^\circ$  lângă bușă corespunzător zonei  $0^\circ \dots 180^\circ$ .

### 3.5. Concluzii privind câmpul de viteze la intrarea în rotor

În acest capitol sunt prezentate rezultatele măsurătorilor câmpului de viteză neuniform obținut în urma investigațiilor cu LDV în secțiunea circulară de ieșirea din cotul de la aspirație al pompelor de capacitate mare. Datorită geometriei 3D a cotului de la aspirație, la intrarea în pompă am măsurat neuniformitățile câmpului hidrodinamic. Pentru a determina câmpul de viteze la intrarea în rotor, am realizat măsurători cu LDV la turație și debit variabil în 19 axe radiale de măsură. Aceste 19 axe sunt cuprinse între  $\pm 90^\circ$  în semi-planul superior. Pe fiecare axa am măsurat în 62 de puncte. Turațiile investigate sunt 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm și 2900 rpm; iar debitele investigate sunt 0.5, 0.6, ... ,  $1.3 * Q_{nom}$  unde  $Q_{nom} = 33.5$  l/s. Volumul de măsurători cu LDV a cuprins un număr total de 551 regimuri, pentru fiecare regim am aplicat procedura de măsură ce a durat aproximativ 1 oră. Sistemul LDV permite măsurarea simultană a două componente ale vitezei, viteza axială și viteza tangențială. În urma măsurătorilor se trag următoarele concluzii:

- În urma analizei componentelor adimensionale ale vitezei se observă o variație mică a vitezei axiale adimensionale de aproximativ 10% față de medie în timp ce viteza tangențială adimensională are o variație semnificativă cuprinsă între -50% și +30% față de medie pentru semiplanul superior măsurat cu LDV la intrarea în pompă.
- În urma analizei unghiului curentului ( $\gamma$ ) determinat față de direcția axei mașinii, am obținut o variație semnificativă a acestuia cuprinsă între  $\pm 33^\circ$  la butuc și  $\pm 38^\circ$  la carcasă pe întreaga circumferință la ieșirea din cot pentru o rotație completă de  $360^\circ$ .  
Am observat că unghiului curentului ( $\gamma$ ) nu variază cu debitul la cele pentru turații investigate excepție făcând zona de  $+10^\circ \dots +40^\circ$  unde există o mică variație cu creșterea debitului.

Aceste neuniformități ale debitului sunt generate de cot și sunt preluate de rotor, ducând la efecte nedorite în funcționare cum ar fi comportament cavitațional al pompei. Deoarece în literatură am avut disponibile numai rezultate numerice, am realizat în premieră aceste măsurători care le confirmă pe primele.

## 4. INVESTIGAREA EXPERIMENTALĂ A CÂMPULUI DE PRESIUNE NESTAȚIONAR CU TRADUCTOARE PIEZOREZISTIVE, LA TURAȚIE VARIABILĂ

### 4.1. Instalarea traductoarelor piezorezistive de presiune în traseul hidraulic model al pompei de acumulare

Evaluarea experimentală a structurii câmpului de presiune amonte de rotorul pompei de acumulare necesită instalarea a două traductoare de presiune piezorezistive pe suprafața de ieșire a cotelui. Fiind un cot cu o geometrie complexă dar simetrică față de un plan orizontal, traductoare de presiune nestaționară s-au instalat pe secțiunea de jos al acestuia la o distanță unghiulară de  $90^\circ$ , Fig. 4.1 și Fig. 4.2.

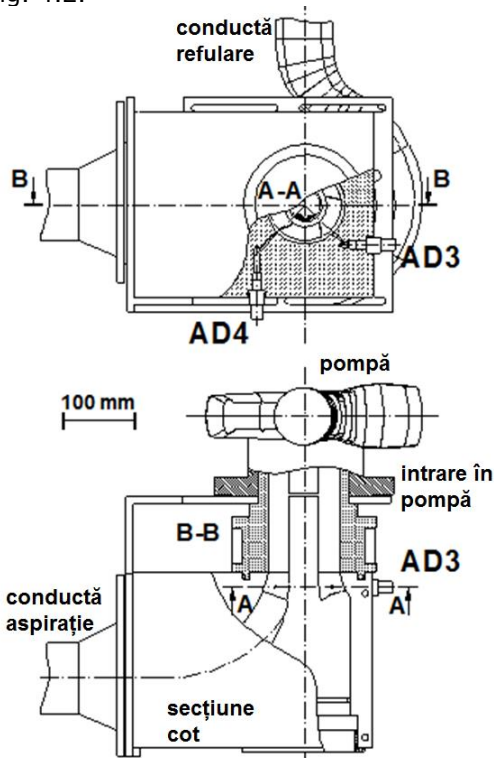


Fig. 4.1 Vedere din lateral (sus) și de sus (jos) a cotelui de la aspirație

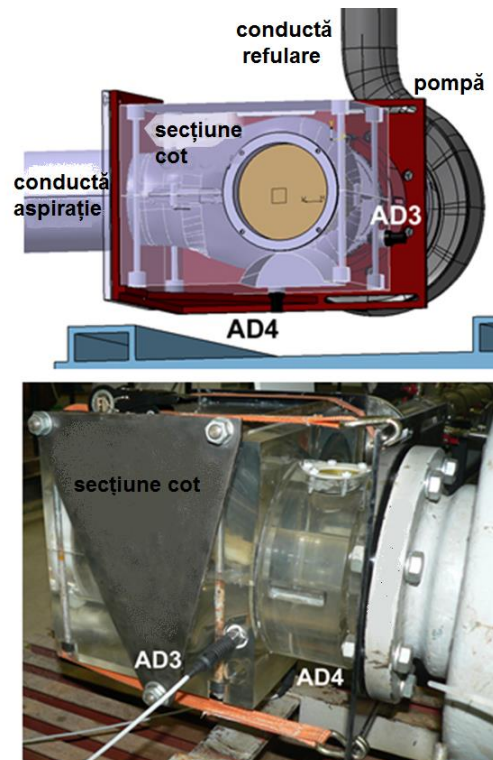


Fig. 4.2 Poziționarea traductoarelor AD3 și AD4 pe secțiunea de testare



## 4.2. Măsurători de presiune nestaționară pe secțiunea de ieșire a cotului de la aspirație

Pentru identificarea fenomenelor hidrodinamice generate de geometria complexă a cotului de la aspirație în câmpul de curgere amonte de rotor, sunt necesare efectuarea unor campanii de măsurători de presiune nestaționară pe un domeniu larg de debite de funcționare a pompei model. Din rezultatele măsurătorilor de presiune nestaționară se vor evidenția pulsațiile de presiune nestaționară, frecvența și amplitudinea neuniformităților generate de cot și spectrul câmpului hidrodinamic al curentului amonte de rotor.

Conform Nelson și Dufour [76] în Fig. 4.3 este reprezentat spectrul pulsațiilor de presiune pentru o pompă centrifugă.

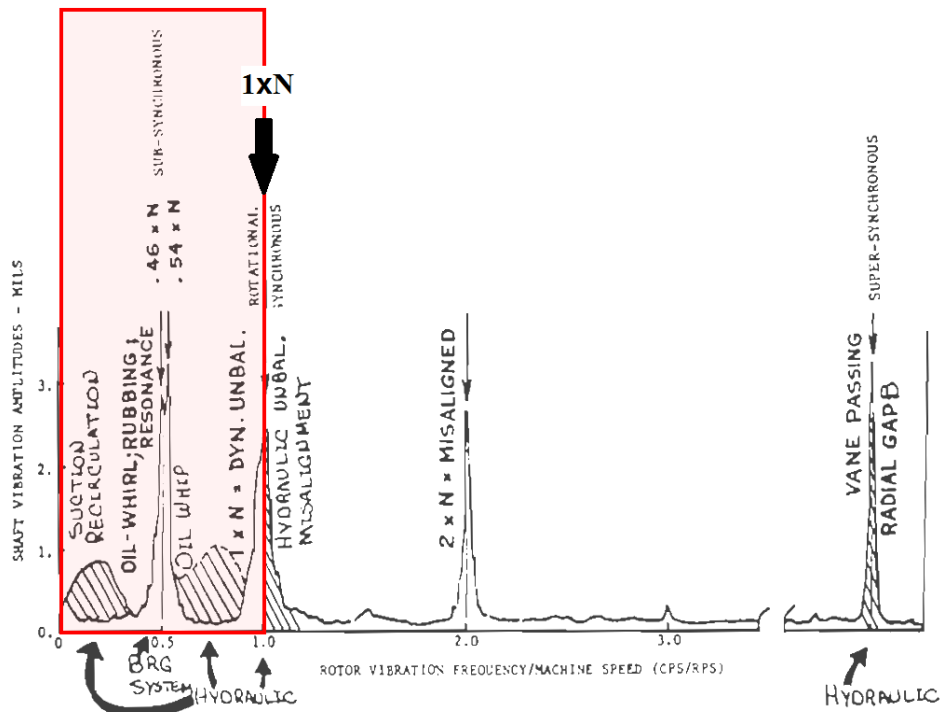


Fig. 4.3 Spectrul tipic pentru o pompa centrifuga, Nelson și Dufour [76]

Zona marcată cu roșu se află înainte de prima armonică fundamentală a rotorului notată cu  $1xN$ . În această zonă se află un sector cu recircularea fluidului. Acest sector cuprins între 0 și prima armonică fundamentală a rotorului este de interes și este ceea ce ne propunem să analizăm în urma măsurătorilor de presiune nestaționară.

Conform Gînga [40], în urma determinărilor experimentale vizuale s-a ajuns la concluzia că la iluminarea zonei de curgere cu o frecvență de 20 Hz sunt evidențiate două vârtejuri contrarotative, Fig. 4.4.

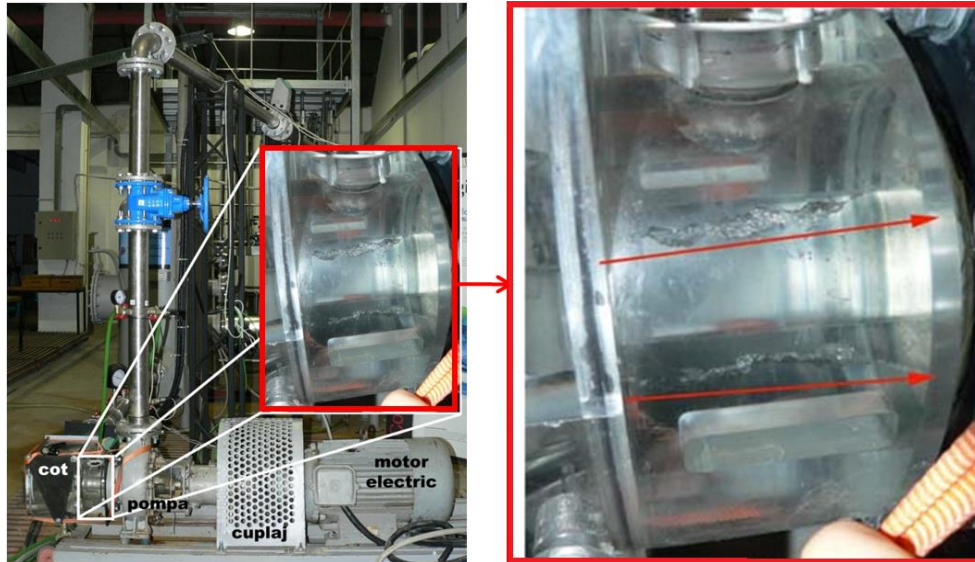


Fig. 4.4 Instabilități generate de cotul de la aspirație – vârtejuri cavitaționale contrarotative, Gînga [40]

Măsurătorile experimentale ale pulsațiilor de presiune pe secțiunea de ieșire din cot-intrarea în pompă, s-au realizat la nouă valori ale debitului de funcționare ale pompei model, de la  $0.5 \cdot Q_{nom}$ ,  $0.6 \cdot Q_{nom}$ ... $1.3 \cdot Q_{nom}$  unde  $Q_{nom} = 33.5$  l/s. Toate măsurătorile s-au realizat la turația variabilă a rotorului model  $n = 3000$  rpm, 2900 rpm, 2800 rpm și 2700 rpm. Pentru o analiză corectă a rezultatelor, campania de măsurători a presupus achiziția a 20000 de eșantioane într-un interval de timp de 20 sec. Prin achiziția semnalelor pulsațiilor de presiune s-a calculat transformata Fourier rapidă a semnalelor.

În Fig. 4.5 – Fig. 4.13 avem reprezentate măsurătorile realizate la 2900 rpm pentru toate cele 9 debite investigate și pentru ambii traductori piezorezestivi.

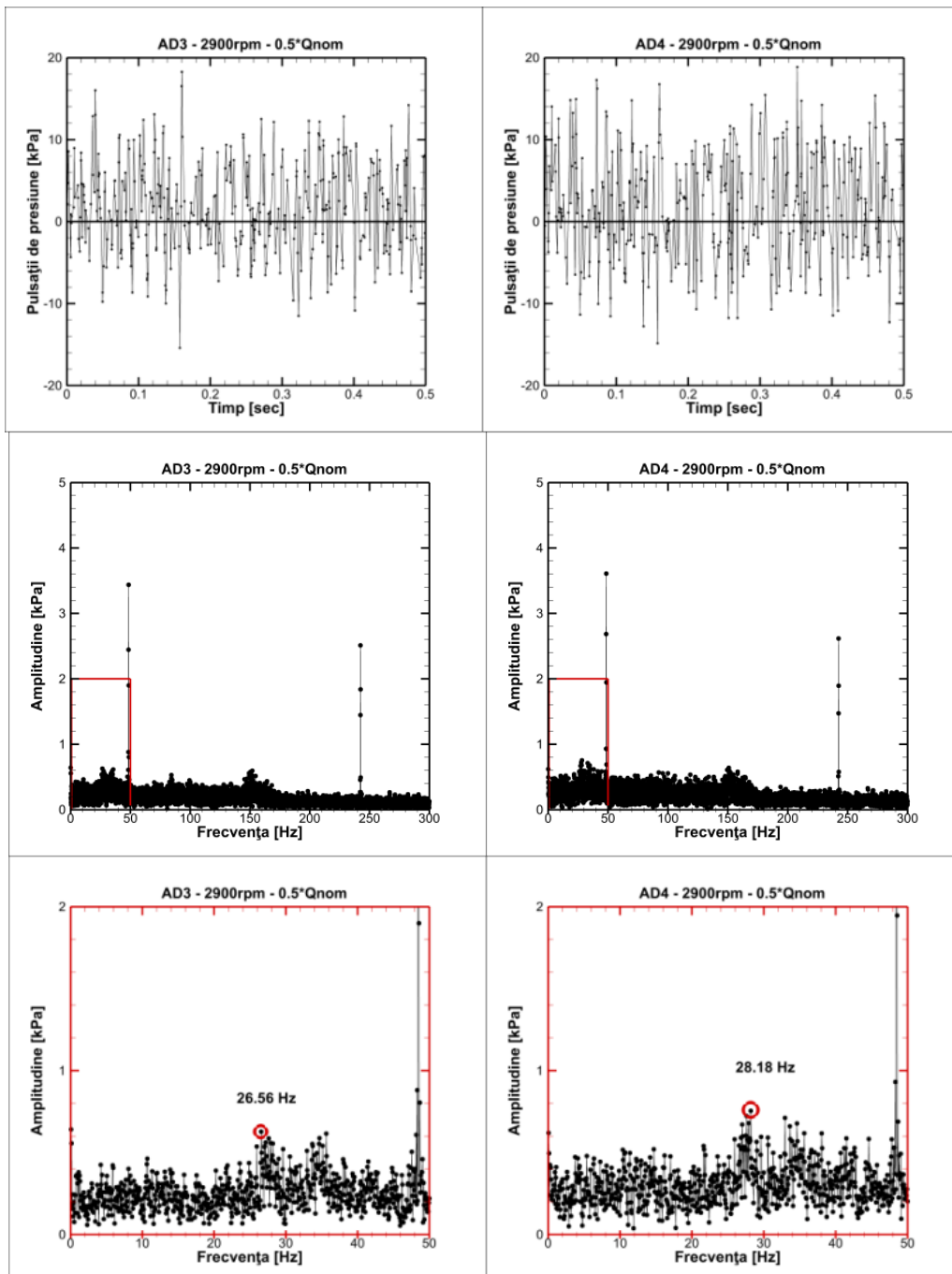


Fig. 4.5 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și 0.5\*Qnom

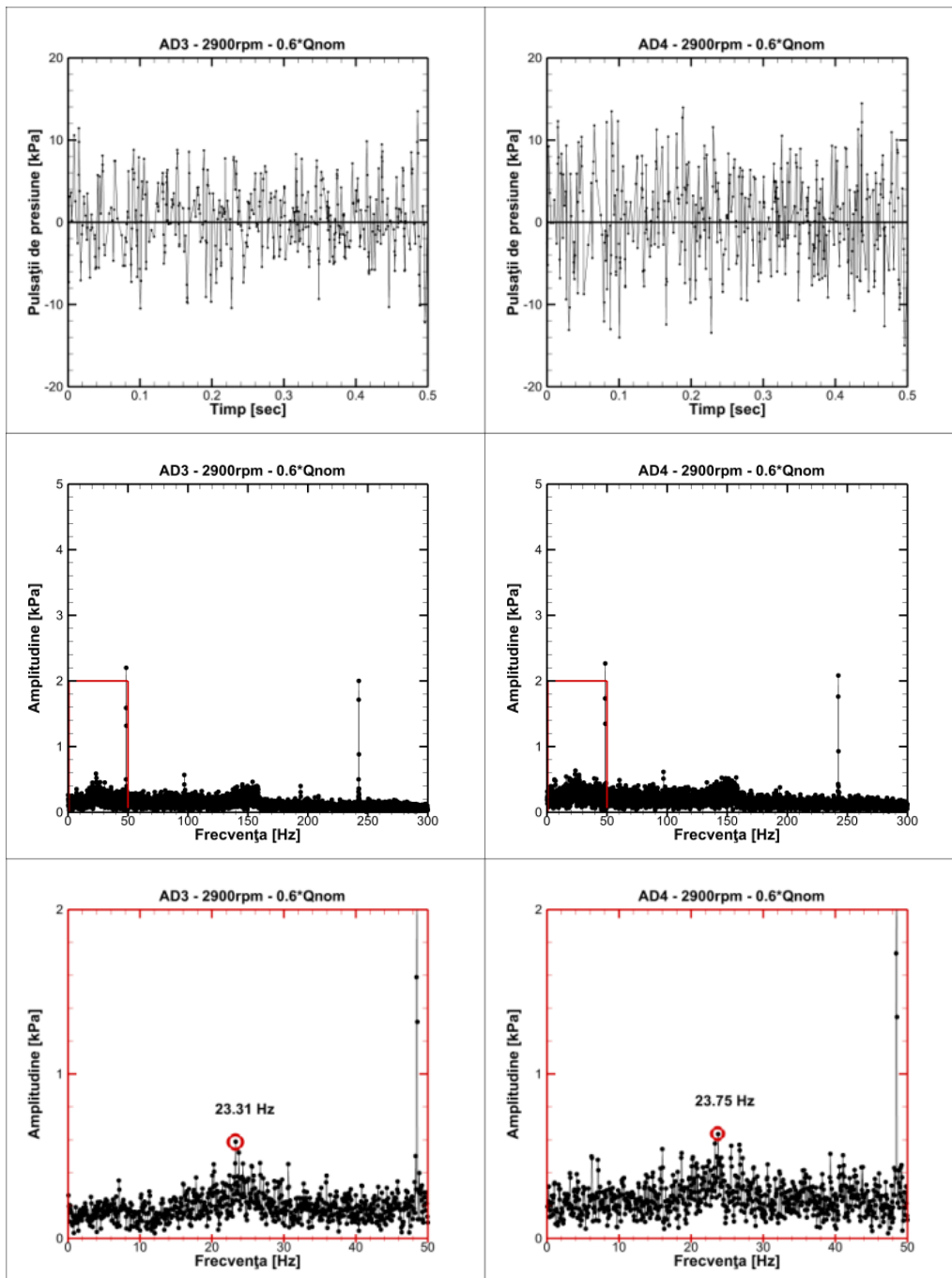


Fig. 4.6 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și 0.6\*Qnom

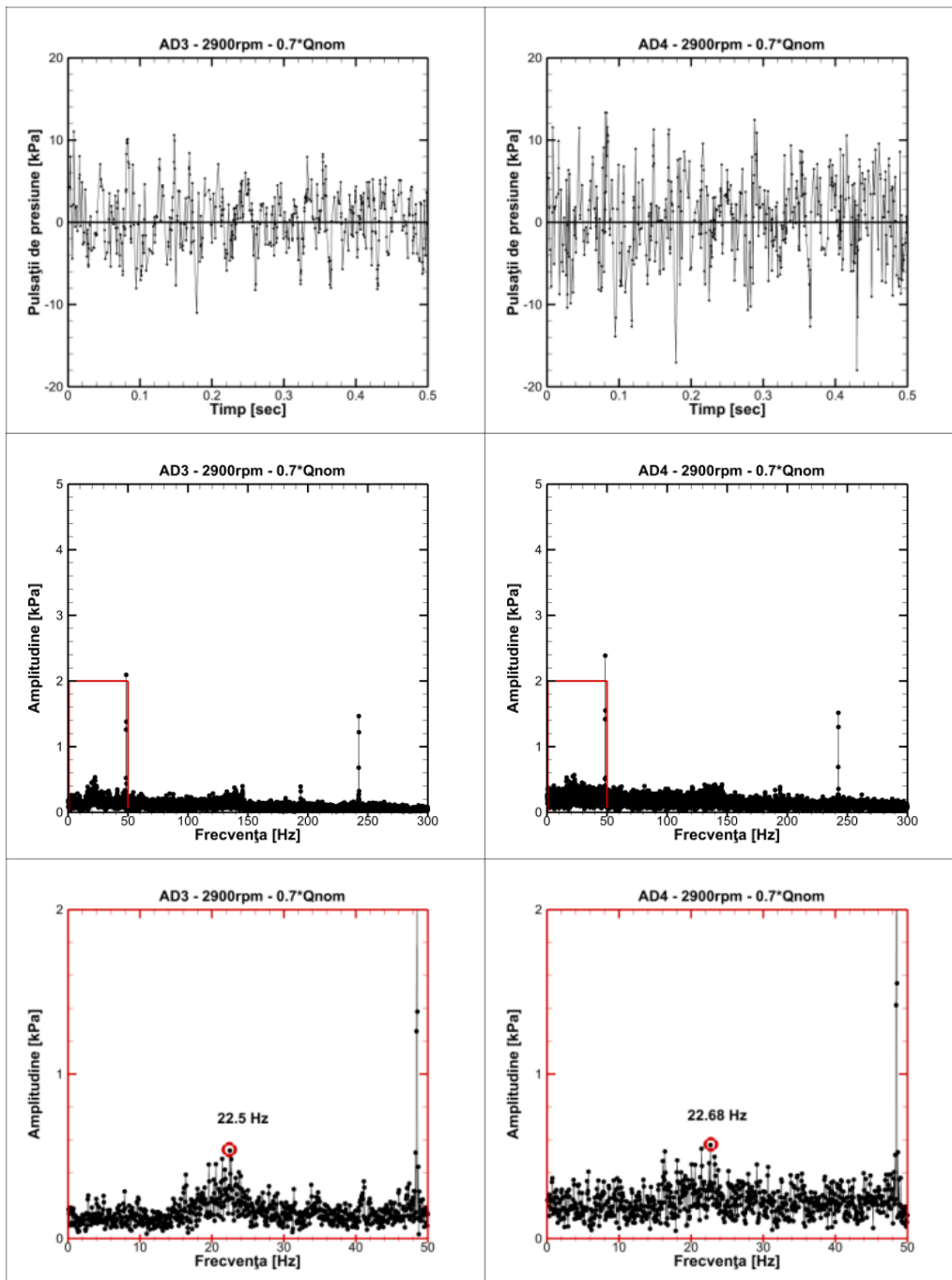


Fig. 4.7 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și 0.7\*Qnom

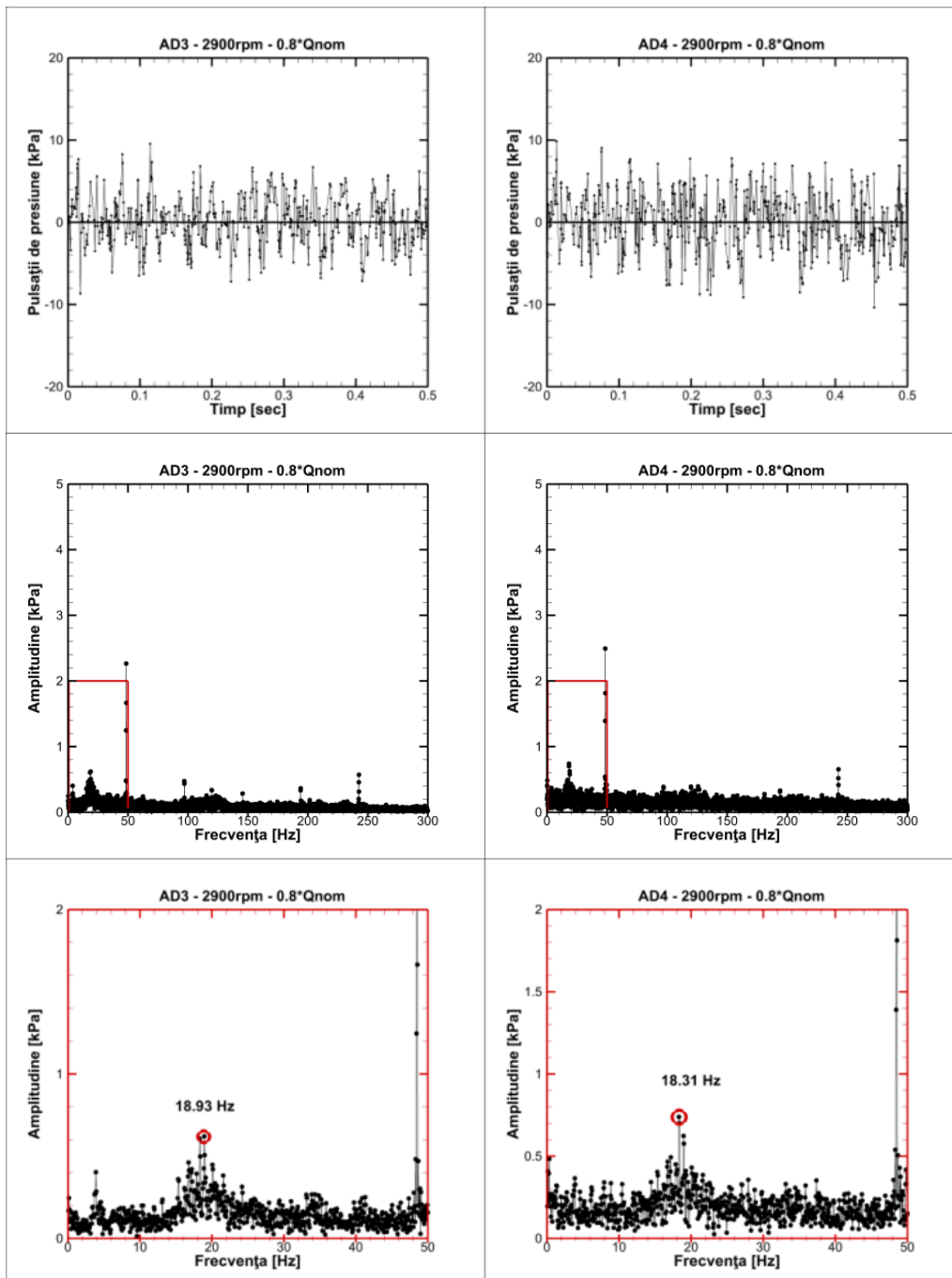


Fig. 4.8 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și 0.8\*Qnom

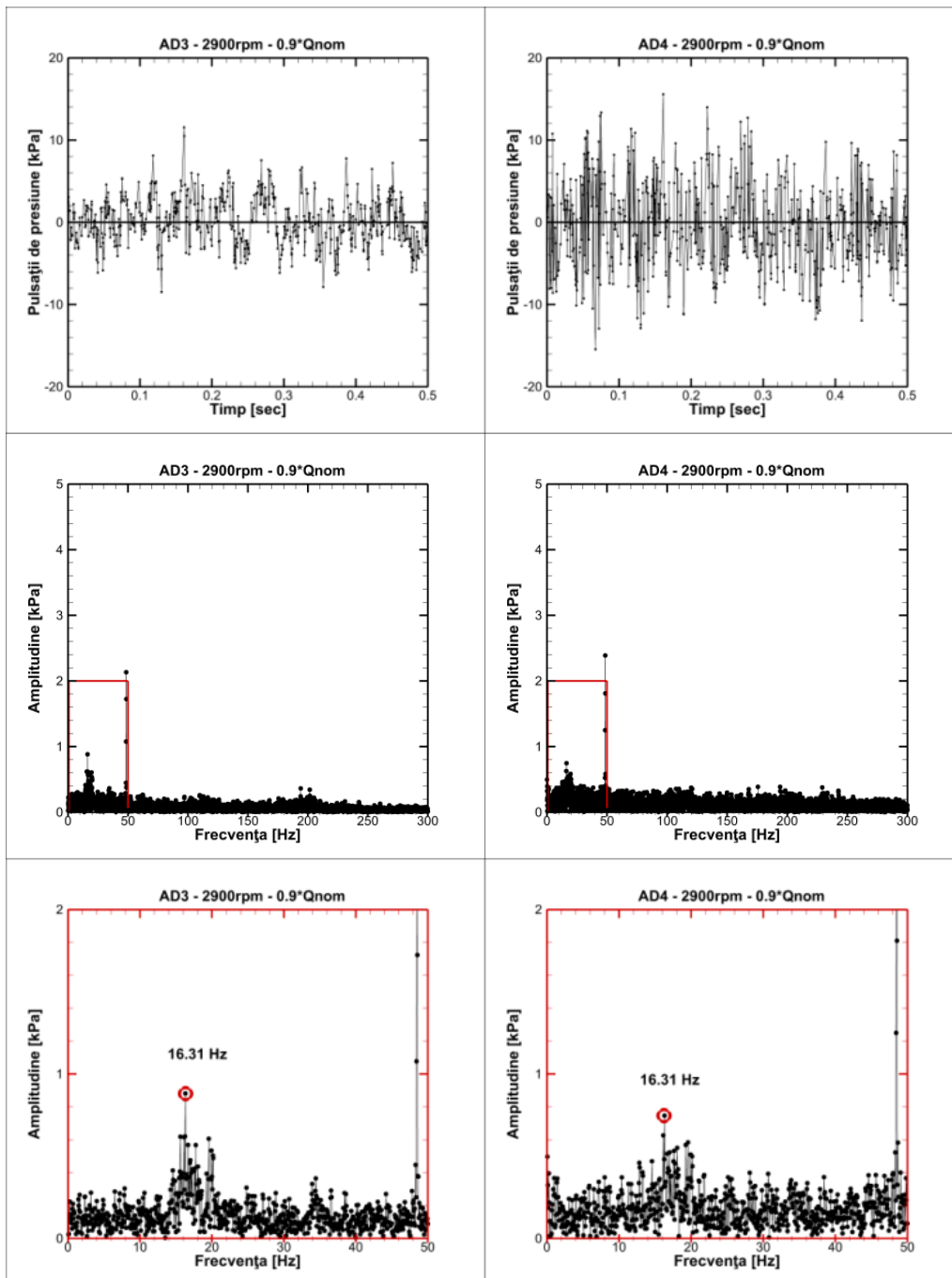


Fig. 4.9 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și 0.9\*Qnom

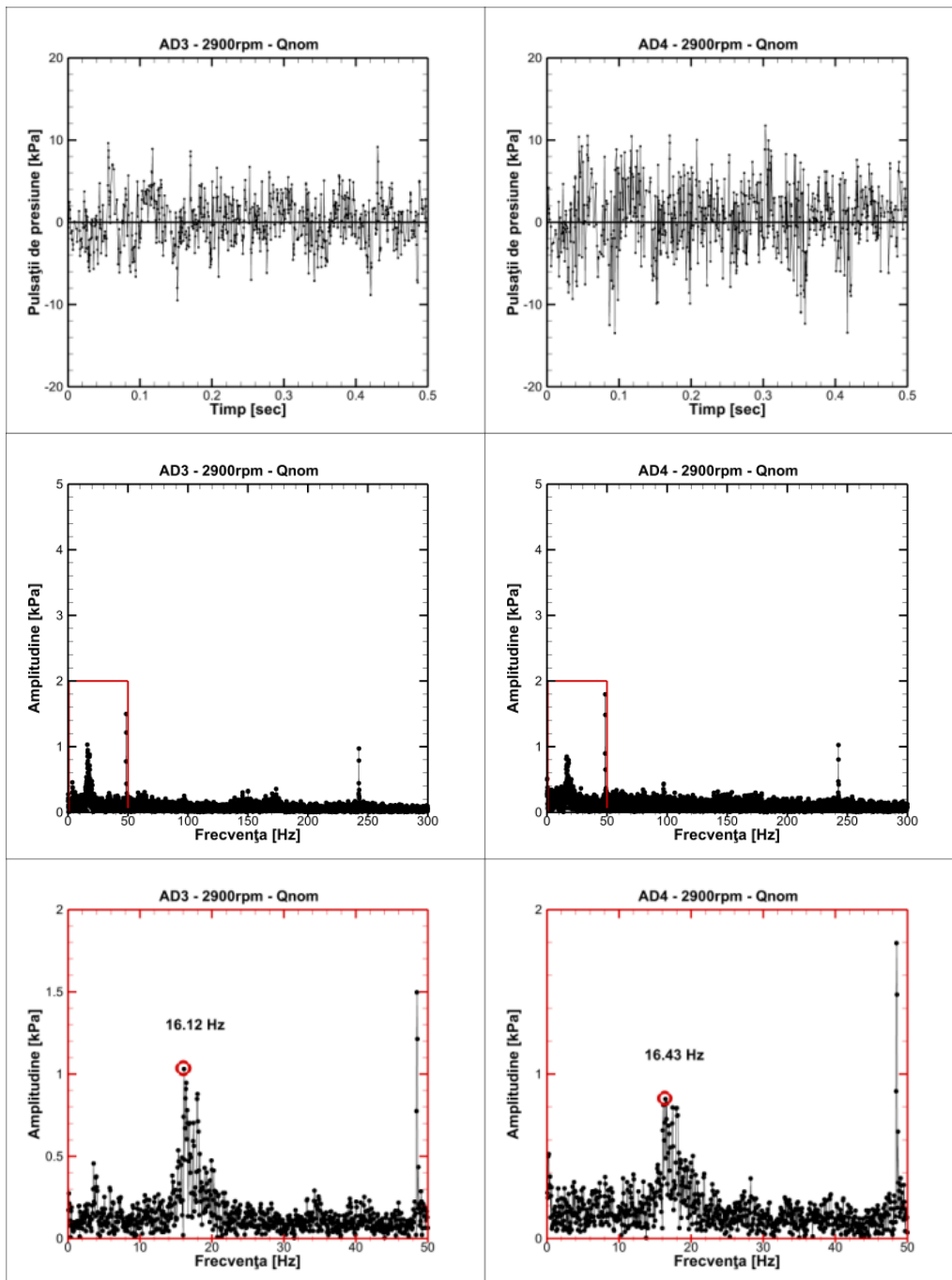


Fig. 4.10 Pulsaijiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și Qnom



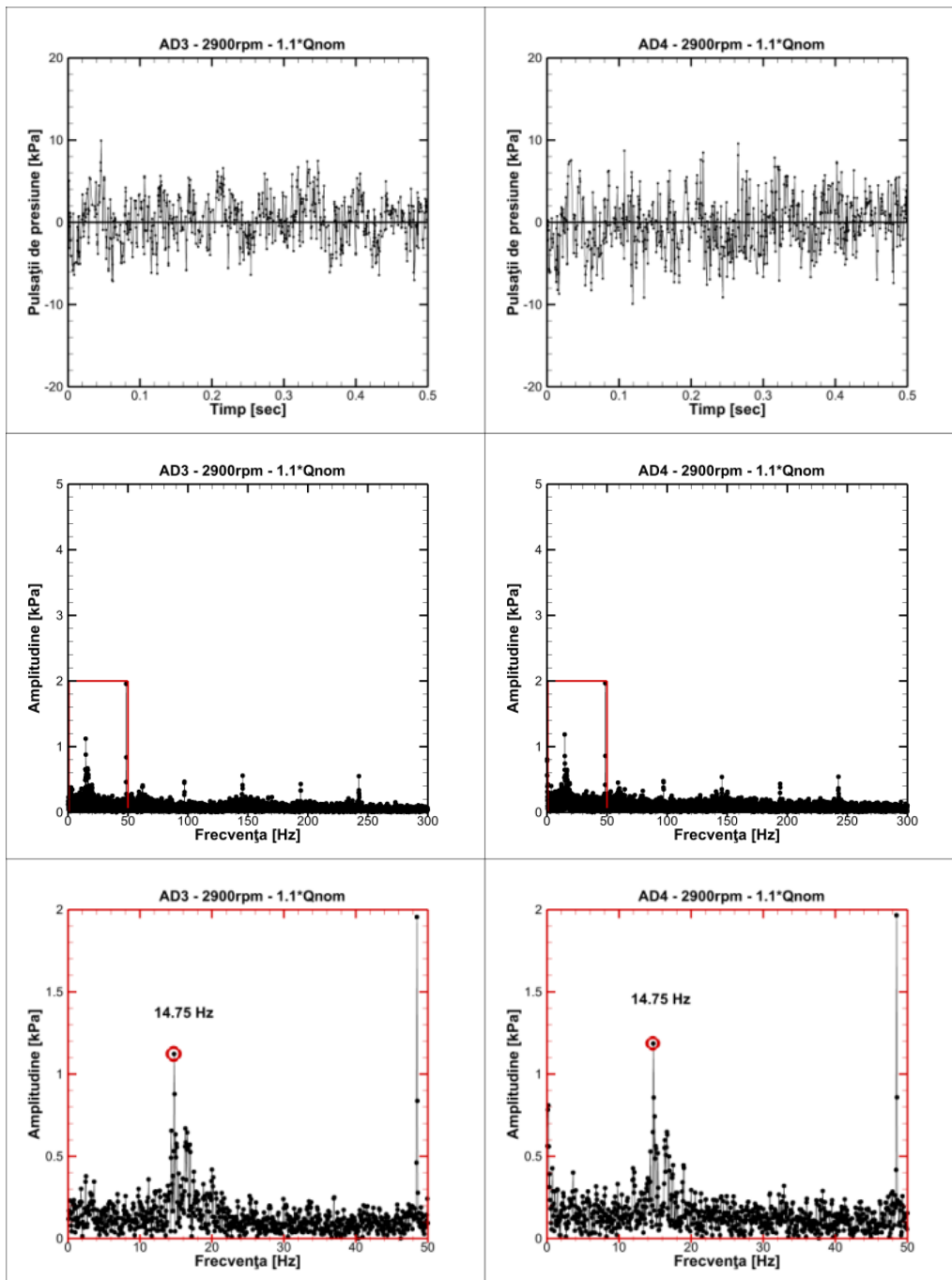


Fig. 4.11 Pulsățiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și 1.1\*Qnom

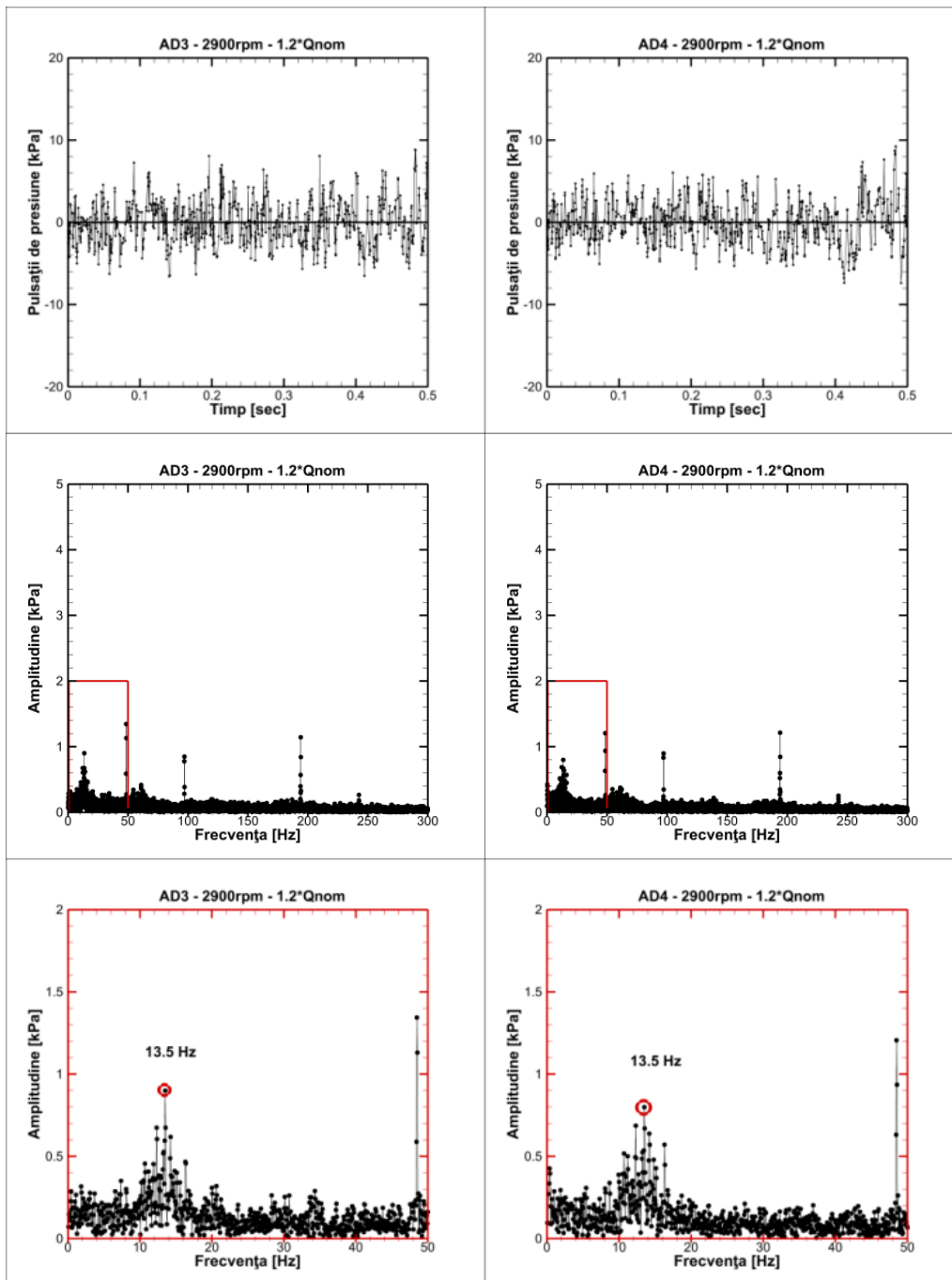


Fig. 4.12 Pulsățiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și 1.2\*Qnom

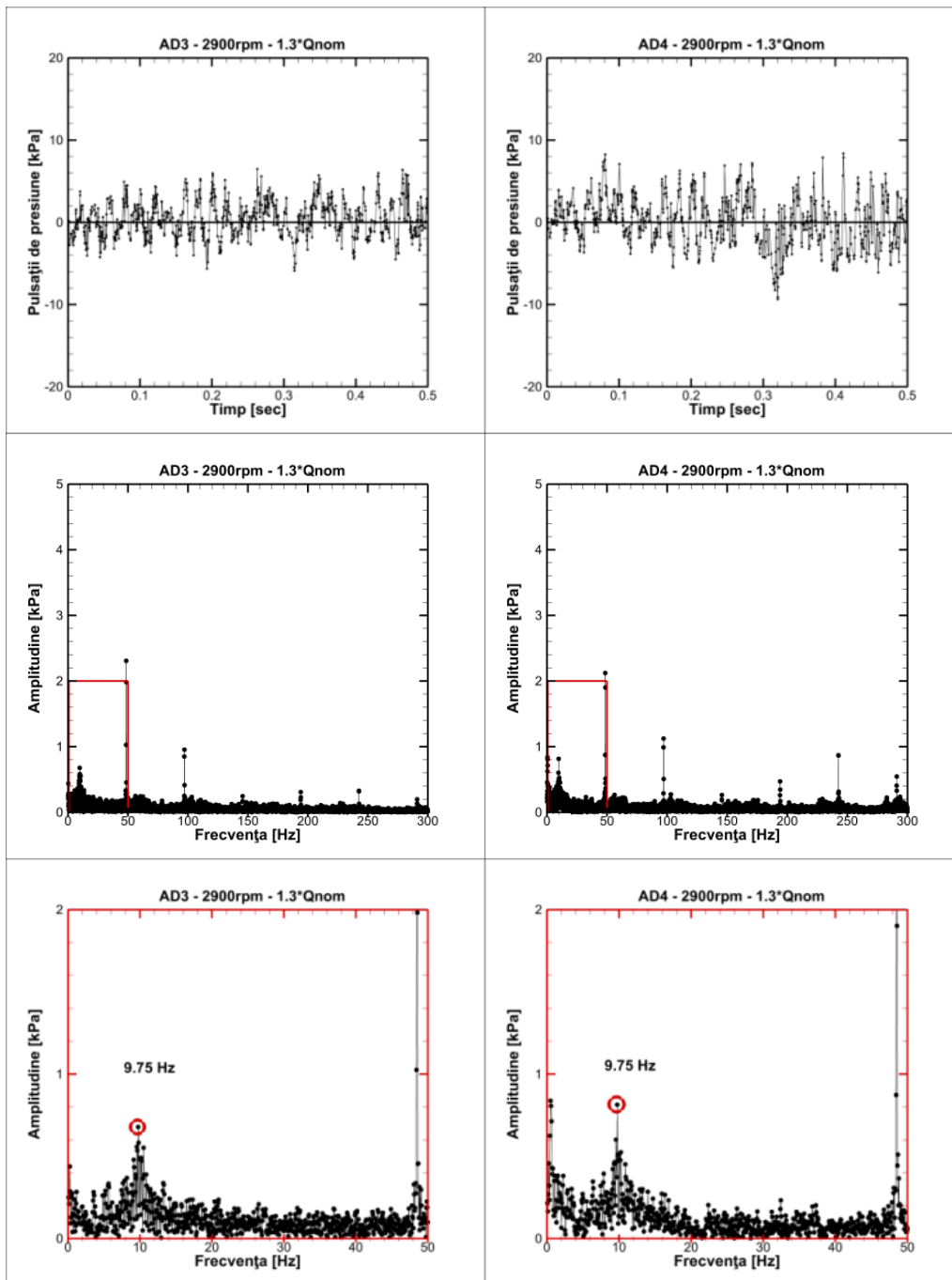


Fig. 4.13 Pulsațiile de presiune la ieșirea din cot (sus), Transformata Fourier a semnalului (mijloc) și Frecvența dominantă (jos) pentru AD3 (stânga) și AD4 (dreapta) la 2900 rpm și 1.3\*Qnom

Din analiza Fig. 4.5 – Fig. 4.13 în graficul de sus se observă că semnalul pulsațiilor de presiune nestaționară de pe suprafața de ieșire din cot este unul foarte zgomotos pentru toate debitele investigate și pentru ambii traductori piezorezistivi. Din analiza transformatei Fourier (mijloc) din figurile mai sus menționate se observă armonica fundamentală de turație a rotorului la frecvența de 48.33 Hz urmată de armonici superioare la frecvențe multiplu de 48.33 Hz, respectiv 96.66 Hz, 144.99 Hz..., armonica regăsită la 241.65 Hz este asociată, armonicii fundamentale a turației rotorului multiplicată de 5 ori, multiplicare realizând-se în funcție de numărul paletelor rotorice, 5 pentru acest caz.

$$f_{rotor} = \frac{n}{60} \Rightarrow 48.33\text{Hz pentru } 2900 \text{ rpm} \quad (4.1)$$

Alte armonici fundamentale semnificative ale semnalelor pulsațiilor de presiune se regăsesc în intervalul 0...48.33 Hz, așa cum se vede în Fig. 4.5 – Fig. 4.13 (jos), pentru toate regimurile de funcționare investigate. Pentru fiecare grafic sa stabilit punctul cu cea mai mare amplitudine, acesta reprezentând frecvența dominantă a semnalului neprelucrat. Există momentan posibilitatea ca aceste armonici fundamentale regăsite în intervalul de frecvențe 0...48.33 Hz să fie asociate instabilităților generate de cotul de la aspirație. Pentru identificarea fenomenelor/instabilităților asociate acestor armonici și cuantificarea acestora este necesară o prelucrarea detaliată a semnalelor pulsațiilor de presiune achiziționate.

În Fig. 4.14 sunt reprezentate frecvențele dominante pentru semnalul neprelucrat pentru 2900 rpm și toată plaja de debite investigate.

Tab. 4.1 Valorile Frecvenței Dominante pentru 2900 rpm și debit variabil

Q/Qnom [-]	2900 rpm Frecvența Dominantă [Hz]	
	AD3	AD4
0.5	26.56	28.18
0.6	23.31	23.75
0.7	22.5	22.68
0.8	18.93	18.31
0.9	16.31	16.31
1.0	16.12	16.43
1.1	14.75	14.75
1.2	13.5	13.5
1.3	9.75	9.75

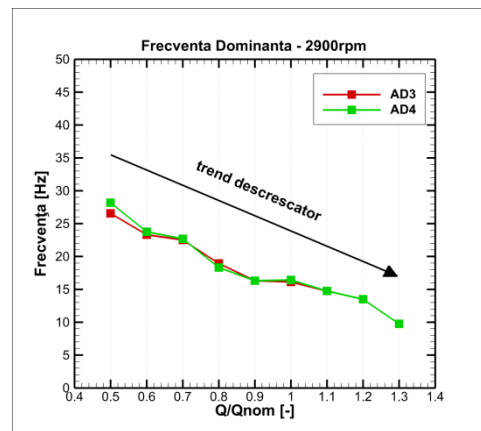


Fig. 4.14 Frecvența dominantă pentru 2900 rpm și debit variabil

În Fig. 4.14 se observă un trend descrescător de la debitul cel mai mic, respectiv 0.5\*Qnom spre debitul cel mai mare, respectiv 1.3\*Qnom. Acest lucru rezultă în urma creșterii vitezei axiale în centrul vârtejului odată cu creșterea debitului. Astfel, vârtejul se întinde iar pulsațiile de presiune scad.

Au fost realizate măsurători ale presiunii pentru cei doi traductori AD3 și AD4 la diferite turații și diferite debite din cele investigate pentru a determina evoluția frecvenței dominante asociate presiunii medii la ieșirea din cot. În figura 4.15 sunt reprezentate frecvența dominantă și coeficientul de cavitație (sigma) funcție de presiunea medie de la ieșirea din cot pentru 2900 rpm și debitul nominal. Valorile

măsurate sunt fitate după o funcție liniară (ecuația 4.2) pentru fiecare din cei doi traductori piezorezistivi, AD3:  $f_v(\bar{p}) = 0.439\bar{p} - 10.73$  și AD4:  $f_v(\bar{p}) = 0.4409\bar{p} - 8.606$ .

$$f_v(\bar{p}) = G\bar{p} + H \quad [\text{Hz}] \quad (4.2)$$

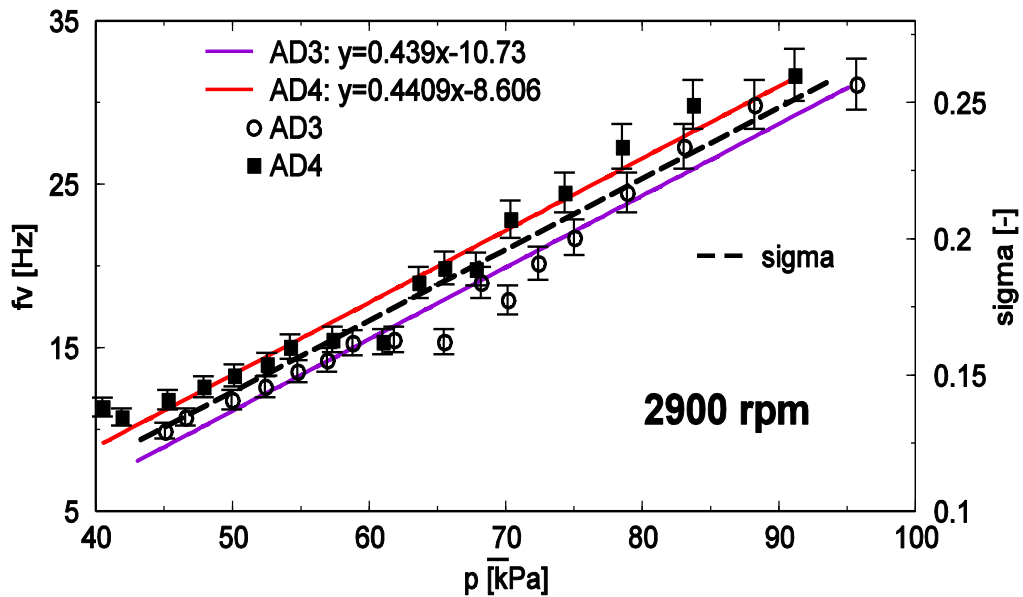


Fig. 4.15 Frecvența dominantă și coeficientul de cavitație (sigma) funcție de presiunea medie de la ieșirea din cot pentru 2900 rpm și  $Q_{nom}$

Coeficientul de cavitație (sigma) este determinat cu ecuația 4.3.

$$\sigma = \frac{p_{asp} - p_v}{\rho g H} \quad (4.3)$$

Unde:

$$p_{asp} = 0.5 \cdot (p_{AD3} + p_{AD4}) \quad (4.4)$$

În figura 4.16 sunt reprezentate frecvențele dominante pentru semnalul neprelucrat la turație variabilă (3000, 2900, 2800 și 2700 rpm) și debit variabil pentru toată plaja de debite investigate. Se observă același trend descrescător de la debit mic la debit mare pentru toate turațiile investigate.

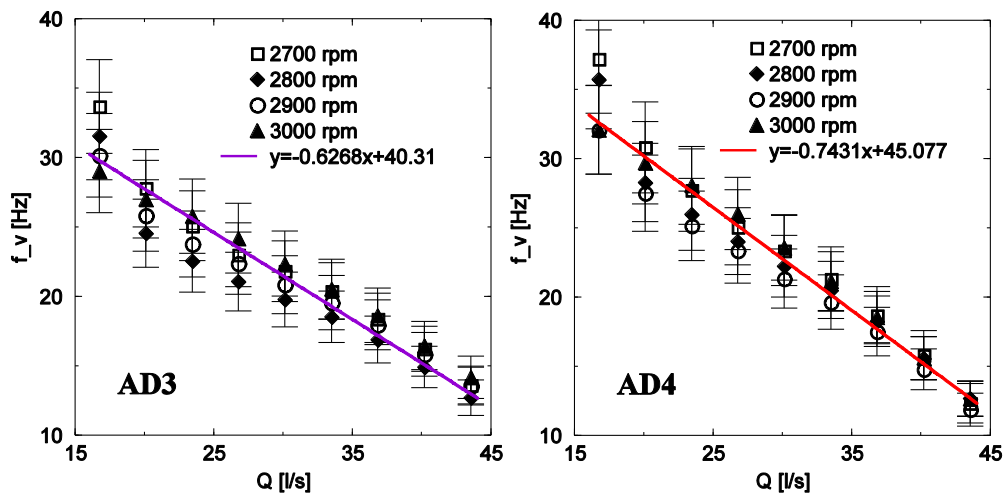


Fig. 4.16 Frecvența dominantă pentru turație variabilă și debit variabil:  
AD3-stânga și AD4-dreapta

Din analiza Fig. 4.16 rezultă că frecvența dominantă este independentă de turație pentru ambii traductori analizați.

### 4.3. Prelucrarea semnalelor de presiune netaționară

Pentru evaluarea amplitudinii pulsațiilor de presiune cuprinse în intervalul 0 Hz și prima frecvență a rotorului asociate instabilităților generate de cotul de la aspirație, este necesară filtrarea semnalelor achiziționate cu un filtru numeric trece jos la frecvență sub frecvența rotorului. Filtrul numeric a fost dezvoltat în programul Matlab de către Dr.ing. Stanciu Rareș, membru în cadrul CCISFC. Odată filtrate semnalele pulsațiilor de presiune achiziționate, semnalele au fost reconstruite la pas constant de timp cu scopul de a realiza transformata Fourier rapidă, necesară pentru determinarea amplitudinii echivalente a pulsațiilor cuprinse în intervalul de frecvențe 0 Hz – prima frecvență a rotorului. Determinarea amplitudinii echivalente se realizează utilizând teorema lui Parseval [81], teoremă detaliată în Bosioc A. [15]. Conform teoremei lui Parseval amplitudinea echivalentă a unui semnal eșantionat va fi egală cu:

$$A_{echiv} = \sqrt{2}PRMS \quad (4.5)$$

Din extragerea radicalului din suma pătratelor coeficienților transformatei Fourier se obține o valoare care înmulțită cu  $\sqrt{2}$  reprezintă amplitudinea pulsației de presiune după care se va reconstrui semnalul de presiune. Astfel semnalele reconstruite pentru regimurile de funcționare investigate și comparația acestuia cu semnalul inițial sunt prezentate în graficele următoare pentru turația de 2900 rpm (Fig. 4.17 – Fig. 4.24).

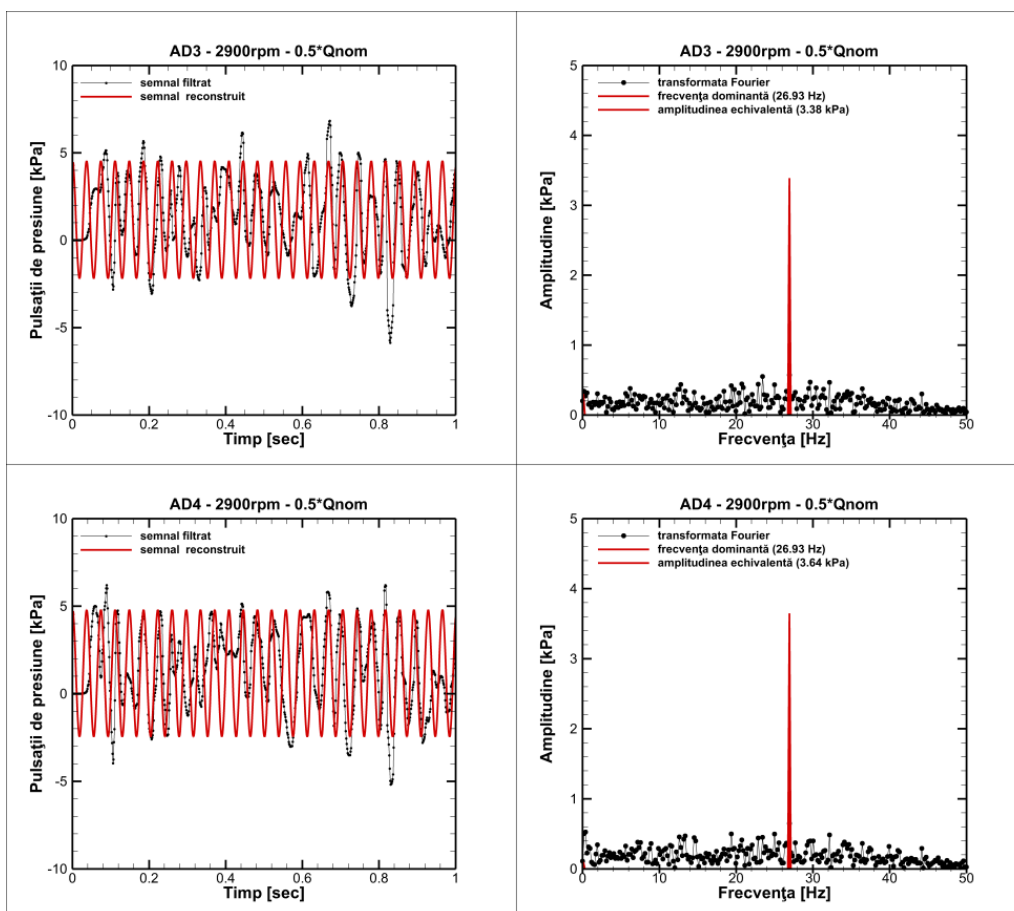


Fig. 4.17 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și 0.5\*Qnom

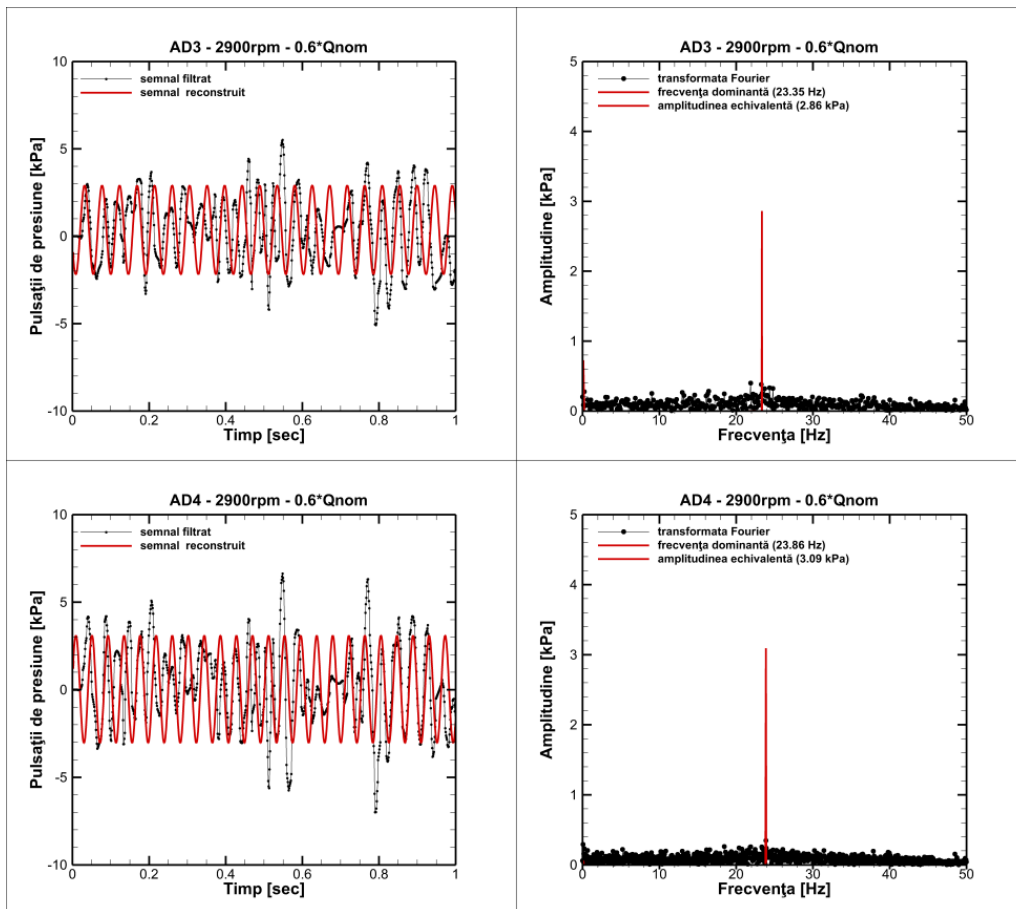


Fig. 4.18 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și 0.6\*Qnom



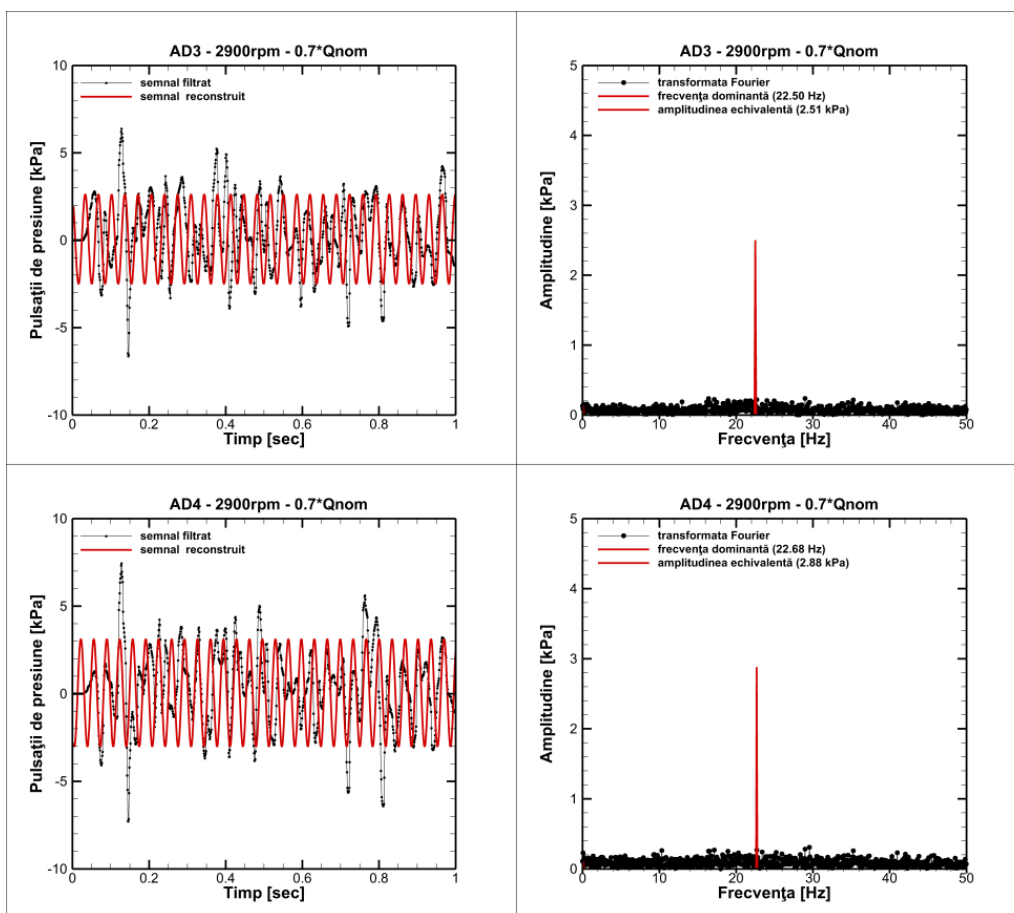


Fig. 4.19 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și 0.7\*Qnom

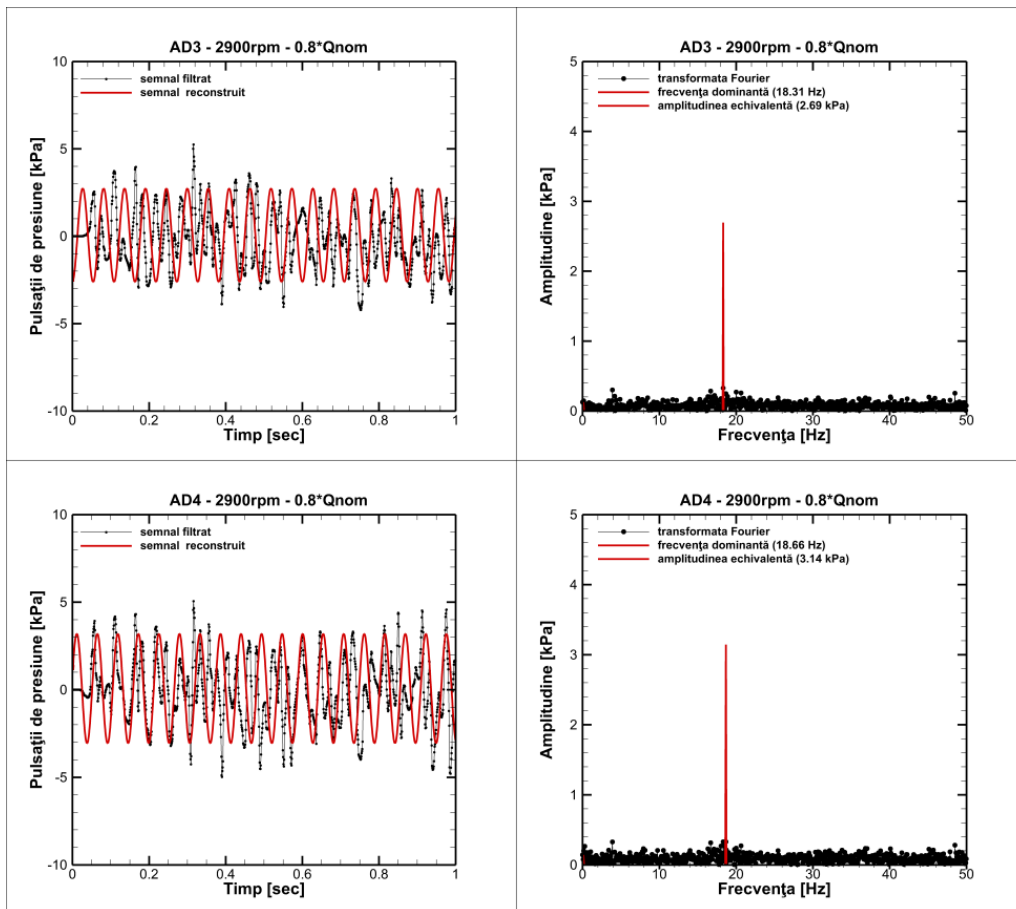


Fig. 4.20 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și 0.8\*Qnom

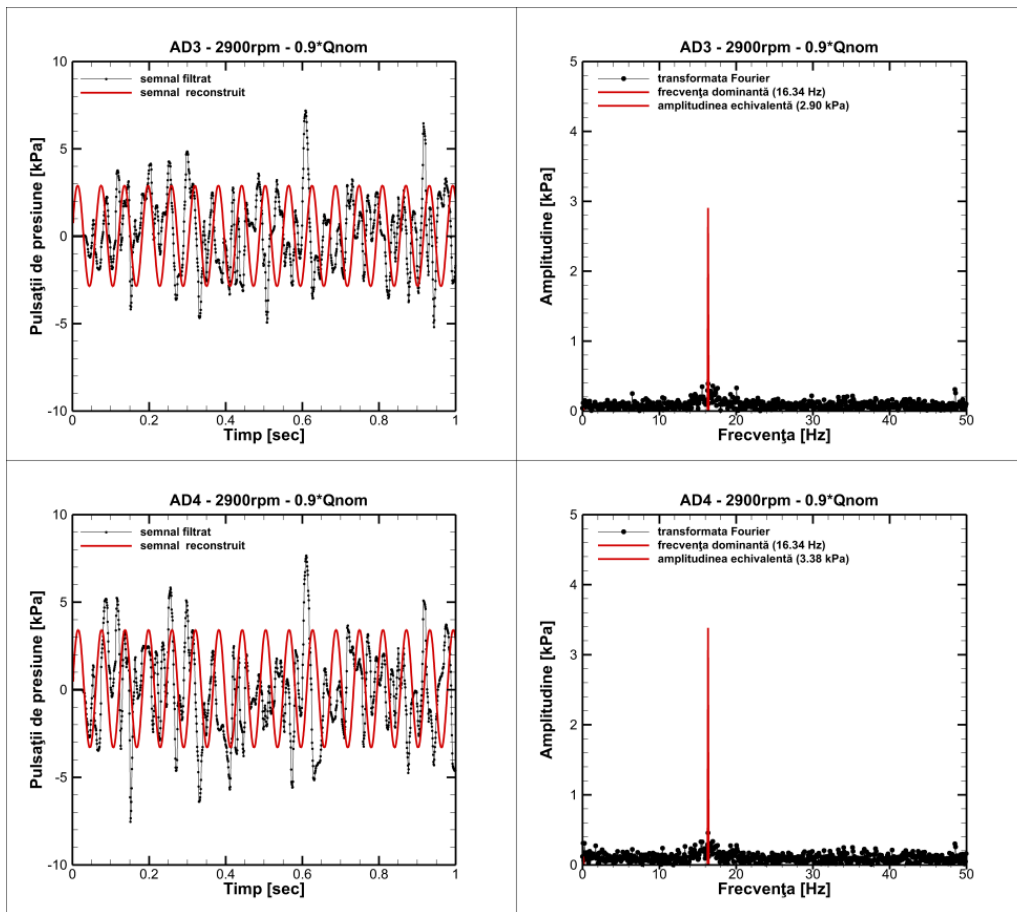


Fig. 4.21 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și 0.9\*Qnom

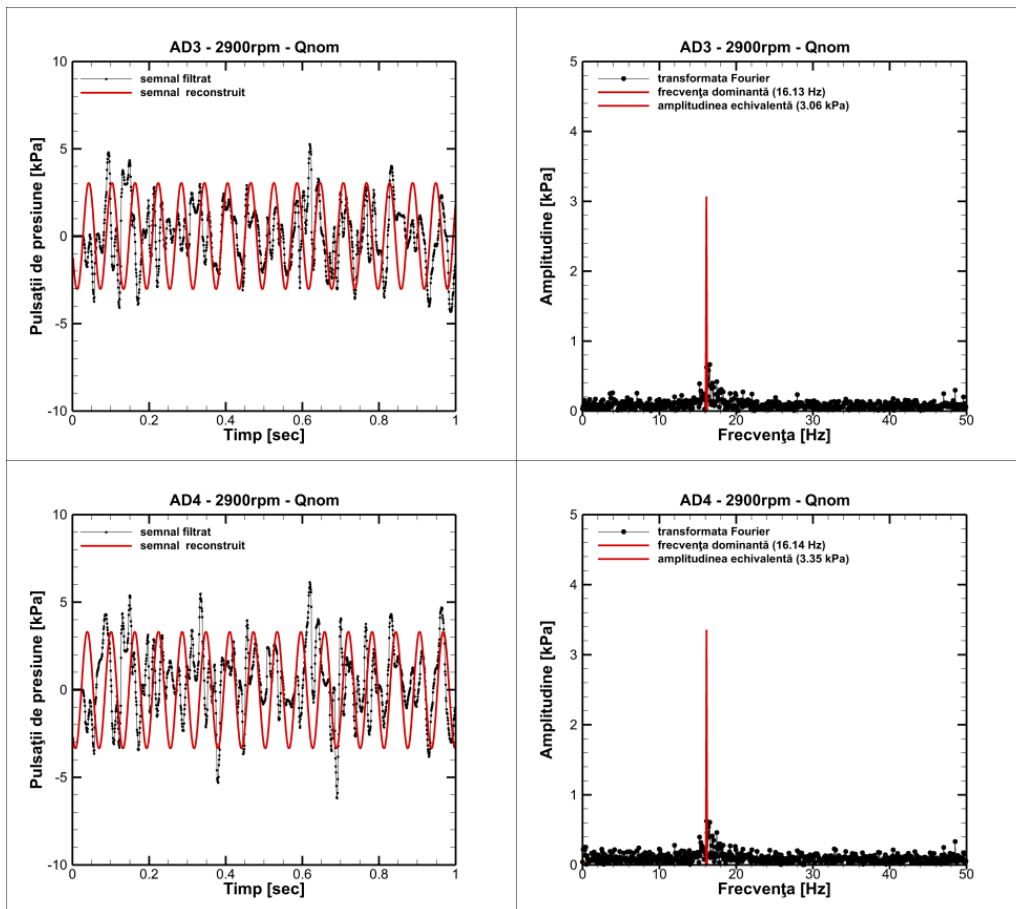


Fig. 4.22 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și Qnom

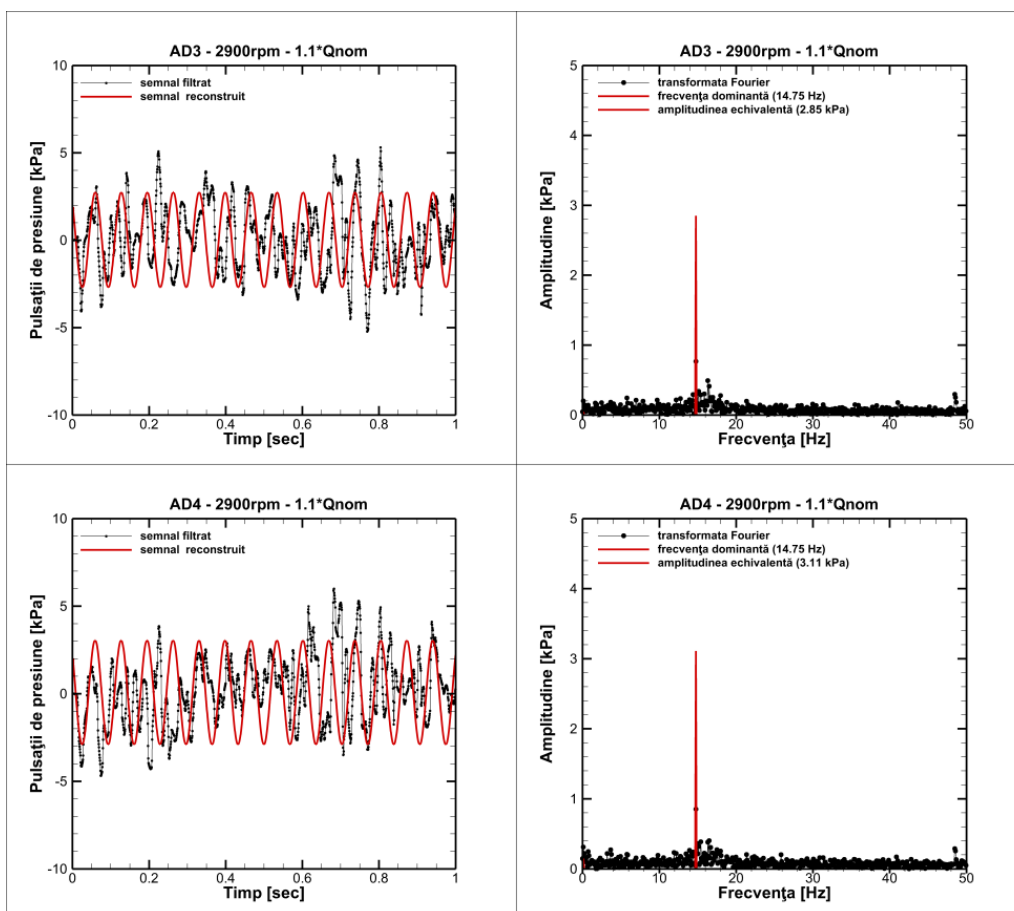


Fig. 4.23 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și 1.1\*Qnom

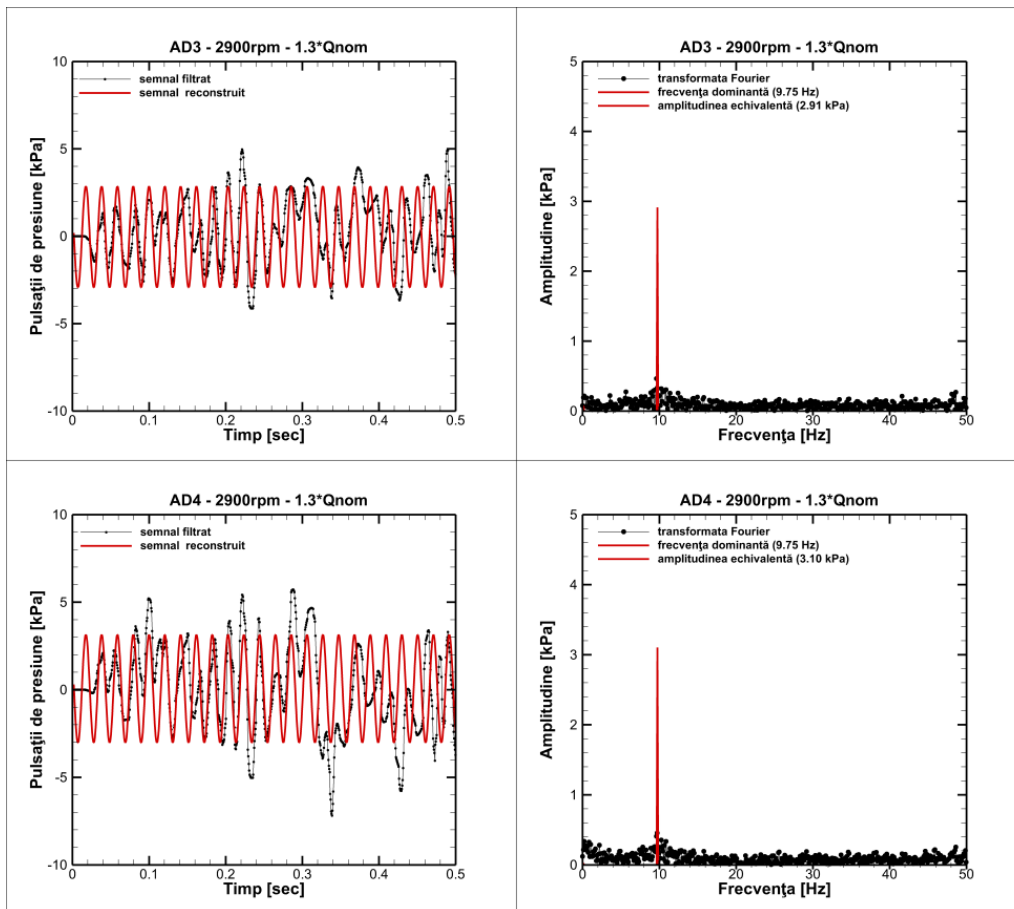


Fig. 4.24 Reconstrucția semnalului de presiune (stânga) și Amplitudinea echivalentă (dreapta) pentru AD3 (sus) și AD4 (jos) la 2900 rpm și 1.3\*Qnom

În Tabelul 4.2 sunt valorile pentru amplitudinea echivalentă la 2900 rpm și debit variabil.

Tabelul 4.2 Amplitudinea echivalentă pentru 2900 rpm și debit variabil

Q/Qnom [-]	2900 rpm Amplitudinea Echivalentă [kPa]	
	<b>AD3</b>	<b>AD4</b>
0.5	3.38	3.64
0.6	2.86	3.09
0.7	2.51	2.88
0.8	2.69	3.14
0.9	2.9	3.38
1.0	3.06	3.35
1.1	2.85	3.11
1.2	2.91	3.03
1.3	2.91	3.1

Prin aceeași metodă s-au determinat valorile pentru amplitudinea echivalentă la toate turațiile analizate iar rezultatele sunt prezentate în Fig. 4.25 pentru AD3 și AD4.

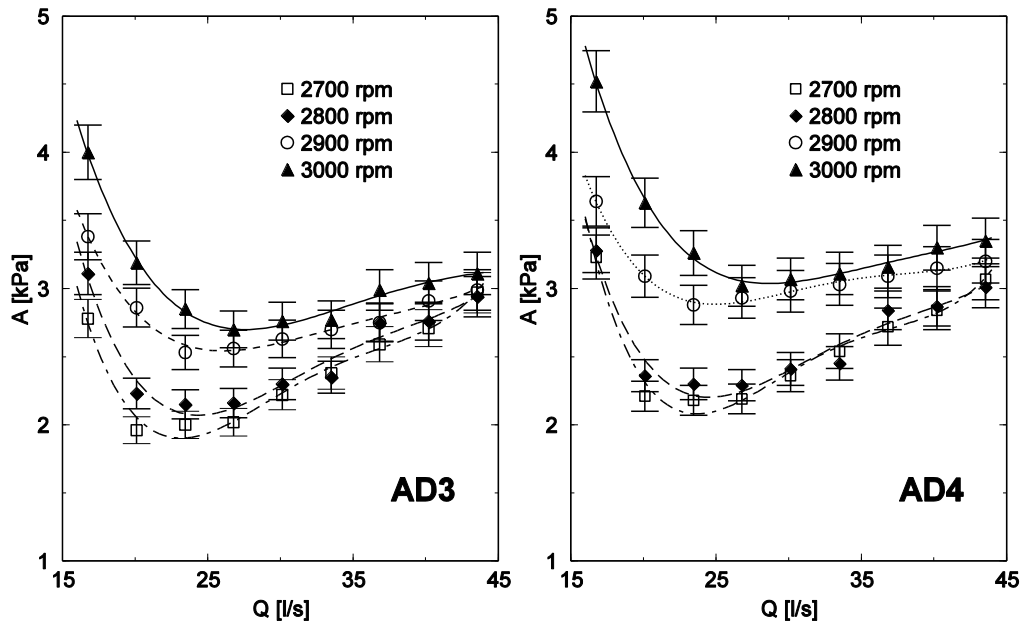


Fig. 4.25 Amplitudinea echivalentă pentru turație variabilă și debit variabil: AD3-stânga și AD4-dreapta

Conform Gulich și Bolleter [50], pentru o pompă centrifugă, pulsațiile de presiune prezintă o valoare minimă în jurul debitului nominal și cresc la debite sub și peste  $Q$  nominal (Fig. 4.26) ceea ce este în conformitate cu Fig. 4.25.

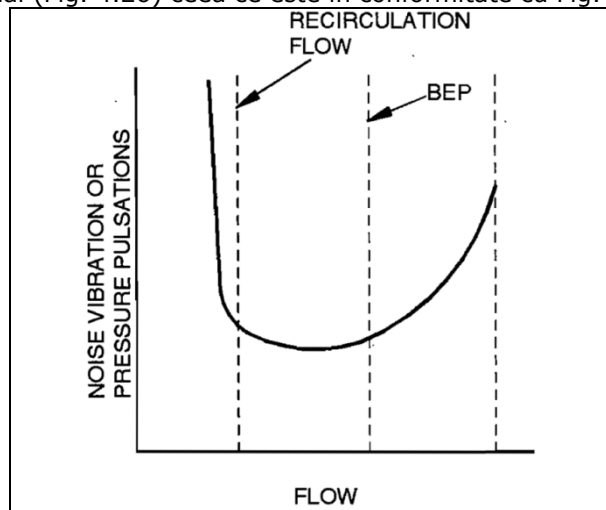


Fig. 4.26 Forma pulsațiilor de presiune vs. debit pentru o pompă centrifugă, Gulich și Bolleter [50]

În Fig. 4.27 este reprezentată amplitudinea echivalentă adimensională pentru turație variabilă și debit variabil.

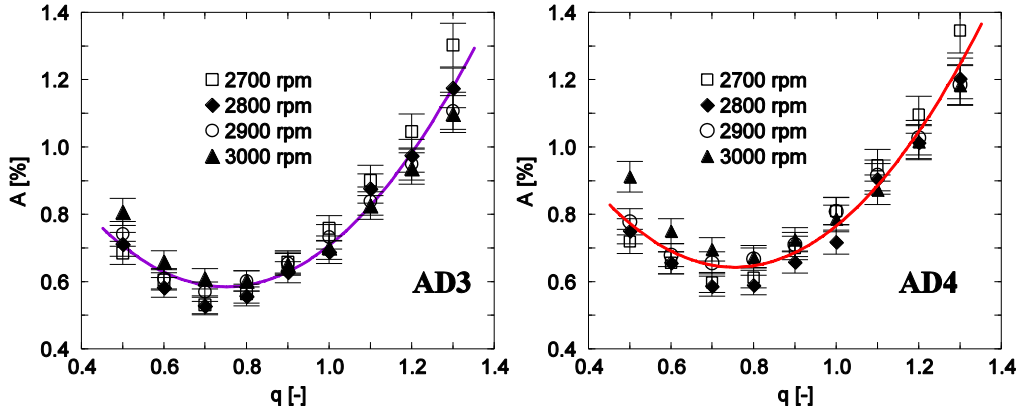


Fig. 4.27 Amplitudinea echivalentă adimensională pentru turație variabilă și debit variabil: AD3-stânga și AD4-dreapta

Pentru a adimensionaliza, fiecare valoare a amplitudinii echivalente s-a împărțit la  $\rho \cdot g \cdot \text{înălțimea de pompare}$  corespunzătoare turației și debitului investigat, înălțime de pompare rezultată în urma măsurătorilor energetice și prezentată în Fig. 4.28.

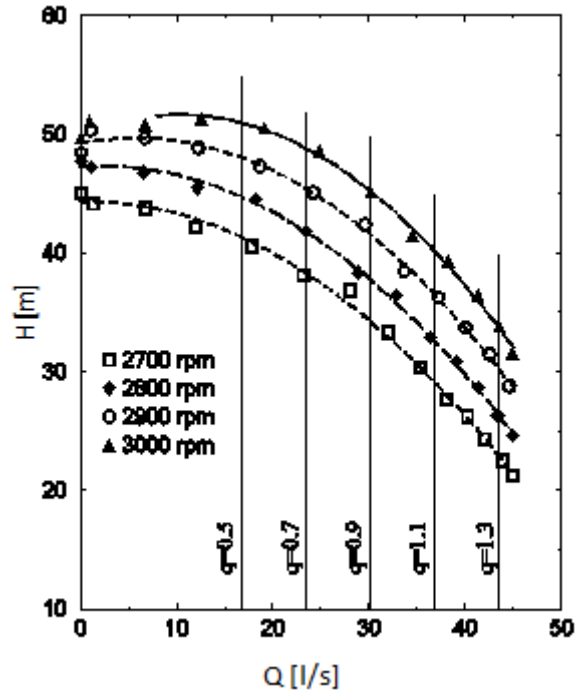


Fig. 4.28 Înălțimea de pompare vs. debit pentru turație variabilă (2700 rpm, 2800 rpm, 2900 rpm și 3000 rpm)



Din analiza Fig. 4.27 se observă că amplitudinea echivalentă adimensională nu variază cu turația pentru cei doi raductori piezorezistivi AD3 și AD4.

#### **4.4. Concluzii privind câmpul de presiune nestaționară la intrarea în rotor**

Dacă prin măsurătorile cu LDV prezentate în capitolul 3 am obținut câmpul de viteză staționară, în capitolul 4 am extins măsurătorile și la câmpul de presiune nestaționară. Aceste măsurători au fost efectuate pentru 36 de regimuri la ieșirea din cot, la turație variabilă respectiv 3000, 2900, 2800 și 2700 rpm, și la debit variabil cuprins între 0.5, 0.6, ..., 1.3\*Q<sub>nom</sub> unde Q<sub>nom</sub>=33.5 l/s.

În spectrul transformatei Fourier a semnalului neprelucrat am identificat armonicile fundamentale ale rotorului, precum și alte armonici asociate pulsațiilor de presiune cuprinse în intervalul 0 Hz și prima armonică fundamentală a rotorului. Punctul cu cea mai mare amplitudine din acest interval a determinat frecvența dominantă a semnalului. Din graficele realizate pentru frecvența dominantă la turație și debit variabil se observă un trend descrescător de la debitul cel mai mic, respectiv 0.5\*Q<sub>nom</sub> spre debitul cel mai mare, respectiv 1.3\*Q<sub>nom</sub> pentru toate cele 4 turații investigate. Pe baza măsurătorilor am determinat coeficientul de cavitație ( $\sigma$ ) și dependența frecvenței fundamentale față de acesta. Din analiza valorilor rezultă că atât frecvența cât și coeficientul de cavitație ( $\sigma$ ) sunt direct proporționale cu presiunea medie de la ieșire din cot. Concluzia finală pentru frecvența dominantă este dependența de debit și independența de turație. În urma prelucrării rezultatelor obținute din măsurătorile cu senzori piezorezistivi am prezentat faptul că amplitudinea echivalentă are aceeași alură cu datele cunoscute din literatură și că amplitudinea echivalentă adimensională este dependentă de debit și independentă de turație.

Câmpul de presiune nestaționară la intrarea în rotorul pompei este generat de cot și este dependent de debit și independent de turație.

## 5. ANALIZA NUMERICĂ A CURGERII 3D ÎN DOMENIUL DE ANALIZĂ AL MODELULUI POMPEI DE ACUMULARE

În acest capitol, se urmărește investigarea curgerii în rotorul și colectorul model al pompei de acumulare; determinarea presiunii statice minime pe paletel rotorului și distribuția presiunii statice minime la intrarea în rotor; precum și, evaluarea performanțelor energetice ale rotorului model de pompă de acumulare și validarea rezultatelor numerice cu datele experimentale.

Pentru investigarea acestor rezultate, s-a realizat analiza numerică a curgerii 3D staționare în rotorul și colectorul model al pompei de acumulare la turația de 3000 rpm și la cinci debite de funcționare, și anume:  $0.8 \cdot Q_{nom}$ ,  $0.9 \cdot Q_{nom}$ ,  $1 \cdot Q_{nom}$ ,  $1.1 \cdot Q_{nom}$  și  $1.2 \cdot Q_{nom}$ , unde  $Q_{nom} = 33.5$  l/s.

### 5.1. Traseul hidraulic al pompei de acumulare cu dublu flux

Pompele de acumulare cu dublu flux (Fig. 5.1) prezintă diferențe constructive în comparație cu pompele centrifuge clasice. Tubul de aspirație al acestora este de forma unui pantalon simetric străbătut de arbore, rotorul este cu dublu flux, iar camera spirală (colectorul) este cu două începuturi.

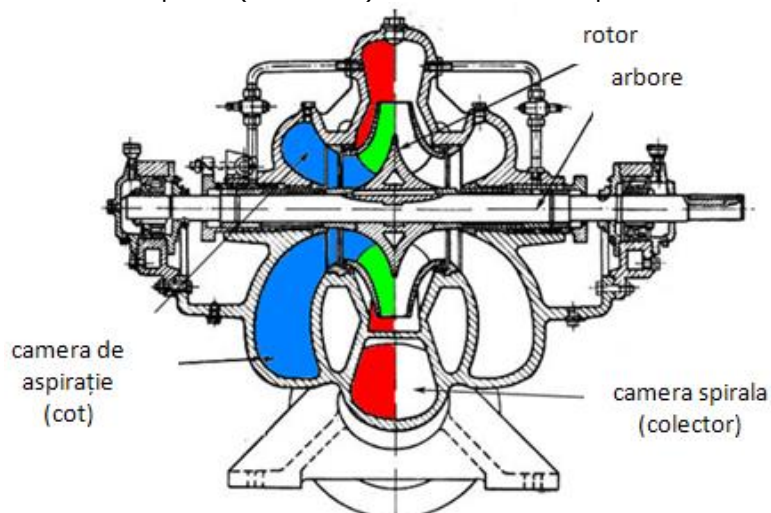


Fig. 5.1 Pompă centrifugă cu dublu flux, Anton și Baya [6]

Așa cum s-a arătat în capitolul 1, pentru a reproduce cât mai bine traseul hidraulic al pompei de acumulare prototip, s-a modelat geometric la scara 1:5.7 un model al camerei de la aspirație și un model al rotorului prototip și s-au implementat

pe standul experimental din laborator (Fig. 5.2). Rotorul prototip s-a montat într-o carcasă de pompă centrifugă existentă în Laboratorul de Mașini Hidraulice.

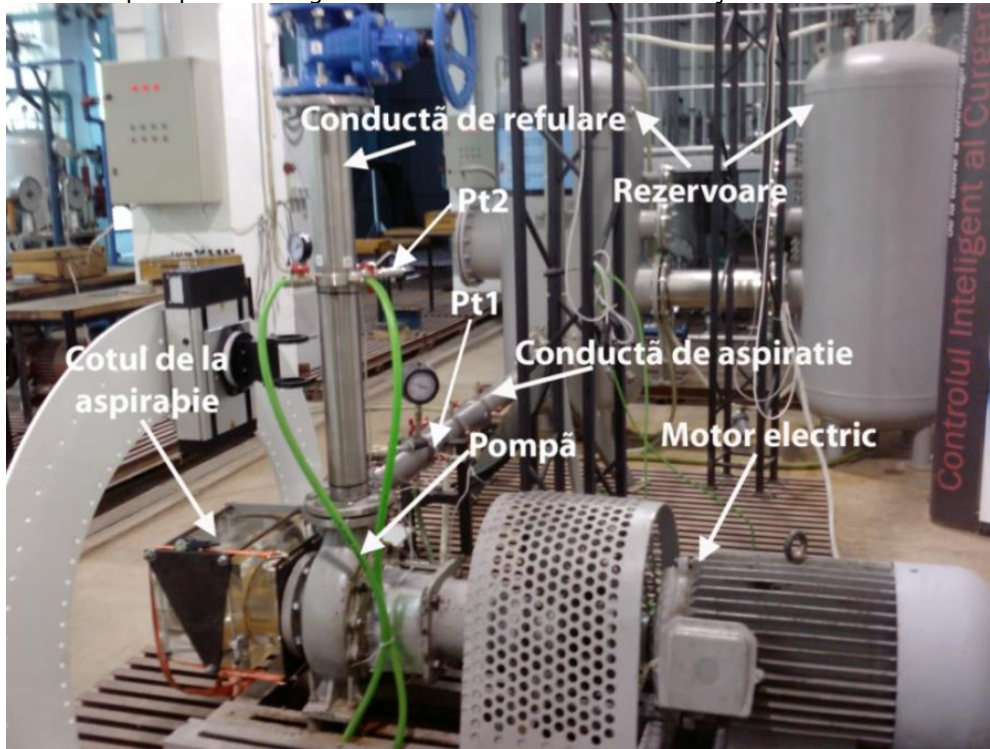


Fig. 5.2 Vedere a modelului traseului hidraulic de pompă de acumulare implementat în standul experimental de laborator

## 5.2. Domeniul de analiză. Condiții la limită pe frontierele domeniului de analiză

Pentru a investiga numeric curgerea în traseul hidraulic al pompelor de acumulare cu dublu flux, utilizând programul de modelare Gambit [38] s-au reconstruit componentele traseului hidraulic al modelului implementat pe standul experimental de laborator.

Domeniul de analiză (Fig. 5.3) în cazul de față este format din:

- domeniul 3D al rotorului model instalat în standul experimental;
- domeniul 3D al camerei spirală existentă în laborator, în care s-a instalat modelul rotorului pompei de acumulare, și care a fost extins de la secțiunea de refulare până la traductorul de presiune manometric Pt2.

Domeniul format din camera spirală împreună cu conducta de refulare până la traductorul de presiune Pt2 va fi denumit colector.

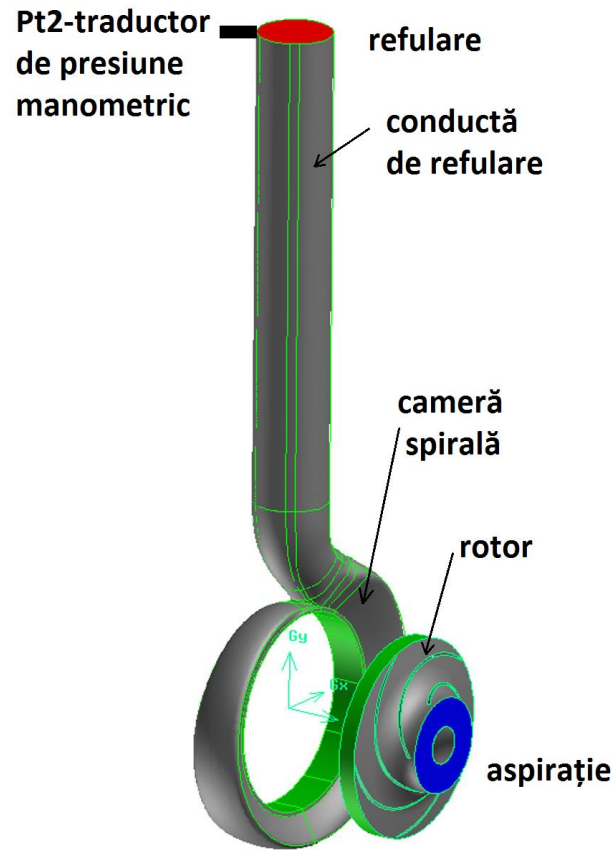


Fig. 5.3 Domeniul de analiză 3D: rotor + colector

Condițiile la limită impuse pe frontierele domeniului de analiză sunt prezentate în Fig. 5.4.

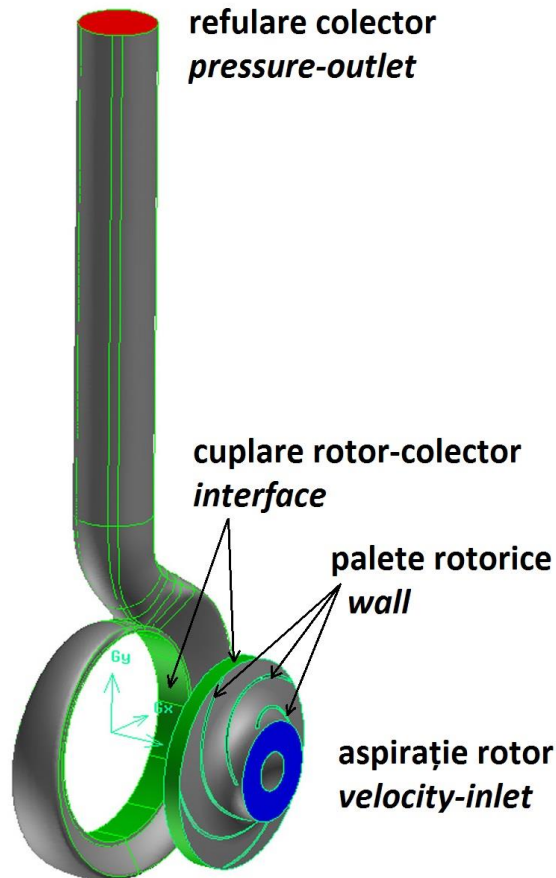


Fig. 5.4 Condiții la limită impuse pe frontierele domeniului de analiză

Pe lângă condițiile la limită impuse pe frontierele domeniului de analiză prezentate în Fig. 5.4, tot ce reprezintă perete exterior pentru rotor și pentru colector are impusă condiția de *wall*.

Pentru inițierea procesului iterativ, pe suprafața de intrare a rotorului se impune profilul vitezei și cantitatea turbulențelor, corespunzătoare secțiunii de ieșire a cotului de la aspirație. Aceste valori sunt obținute în urma simulării numerice efectuate de către Gînga [40], și care va fi detaliată în subcapitolul 5.2.3. Pe suprafața de ieșire a colectorului se impune presiunea relativă obținută în urma încercărilor experimentale energetice. Această presiune este măsurată de traductorul Pt2 și este reprezentată în Fig. 5.5.

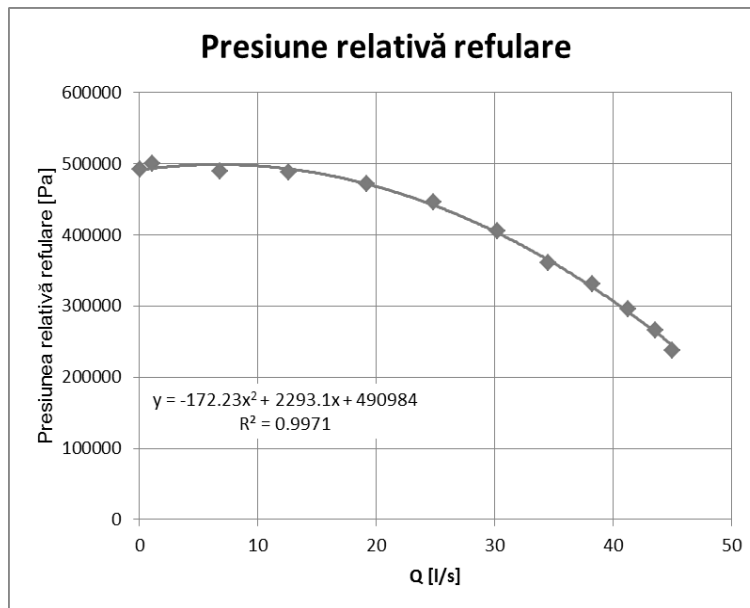


Fig. 5.5 Presiunea relativă la refulare obținută în urma încercărilor experimentale energetice la 3000 rpm

Valorile corespunzătoare presiunii relative de la refulare pentru celor cinci puncte de funcționare obținute în urma fitării cu formula din Fig. 5.5 sunt prezentate în tabelul 5.1.

Tab. 5.1 Presiunea relativă pentru cele cinci puncte de funcționare

Q [l/s]	26.8	30.15	33.5	36.85	40.2
Presiune relativă refulare [Pa]	428736.6	403560	374517.7	341609.7	304836.1

Simularea numerică tridimensională a curgerii se realizează cu programul comercial de modelare numerică a curgerii Fluent [34]. Ca fluid de lucru s-a considerat apa. Domeniul de analiză format din rotor și colector a fost discretizat cu o rețea structurată cu 1 666 700 de celule hexaedre (Fig. 5.6). Domeniul rotorului conține 1 198 450 celule iar domeniul colectorului 468 250 celule.

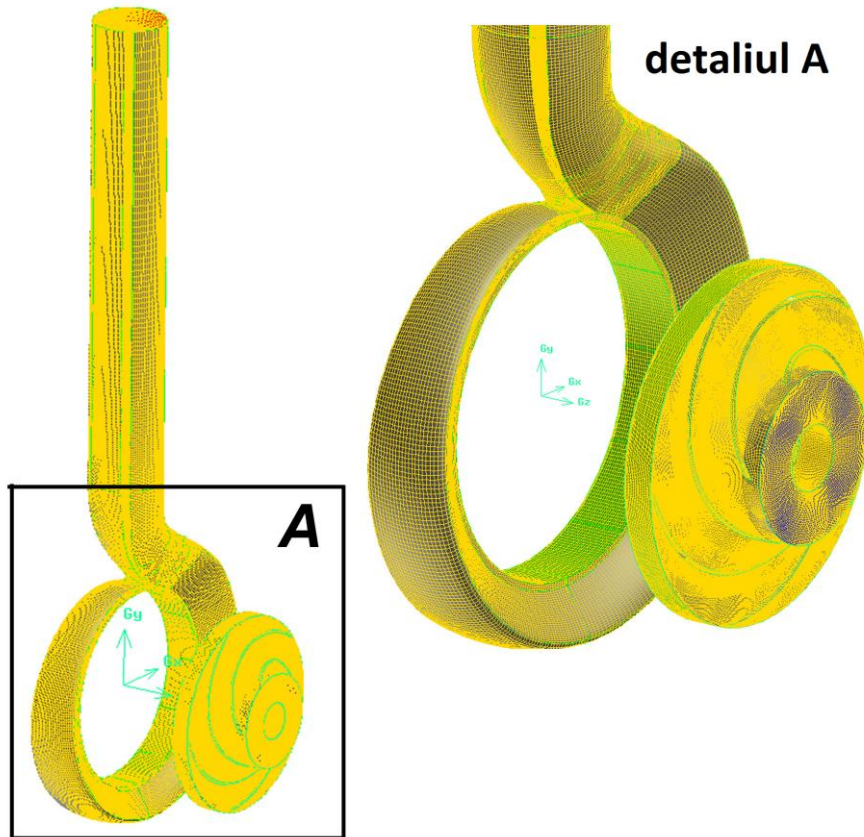


Fig. 5.6 Domeniul tridimensional de analiză (rotor+colector) discretizat

### 5.2.1 Ecuațiile care guvernează curgerea 3D turbulentă și modelul de turbulență ales

Soluționarea curgerilor tridimensionale s-a realizat utilizând ecuația de continuitate (5.1) și ecuația de mișcare Navier-Stokes (5.2).

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \left( \overline{\overline{T}} \right) + \rho \vec{g} \quad (5.2)$$

unde  $\rho$  reprezintă densitatea fluidului,  $\vec{v}$  vectorul vitează,  $g$  accelerația gravitațională și  $\overline{\overline{T}}$  este tensorul tensiunilor definit prin expresia:

$$\overline{\overline{T}} = \mu \left[ \left( \nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \vec{v} I \right] \quad (5.3)$$

unde  $\mu$  reprezintă vâscozitatea moleculară și  $I$  tensorul unitar.

Pentru sistemul relativ de referință viteza relativă se obține cu ecuația:

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{\omega} \cdot \vec{r} \quad (5.4)$$

În ecuația (5.4)  $r$  reprezintă vectorul de poziție, prin urmare ecuația Navier-Stokes definită cu ecuația (Navier-Stokes) devine:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{w}) + \nabla \cdot (\rho \vec{w} \vec{w}) + 2\rho \vec{\omega} \times \vec{w} + \rho \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \cdot \vec{r}) + \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} \times \vec{r} \quad (5.5)$$

Pentru curgerea tridimensională în domeniul de analiză s-a utilizat modelul de turbulență  $k - \omega$  SST construit de Menter [68].

### 5.2.2 Algoritm de cuplare "mixing interface" pentru cazul de față, Gînga [40]

Profilul vitezei și cantitatea turbulențelor impuse pe domeniul de analiza mai sus prezentat sunt obținute în urma simulării numerice efectuate de către Gînga [40]. Acesta a făcut simulare numerică 3D staționară în traseul hidraulic (Fig. 5.7) al modelului implementat pe standul experimental de laborator care este compus din:

- domeniul tridimensional al cotului de la aspirație extins la secțiunea de aspirație până la traductorul de presiune manovacuumetric Pt1;
- pentru domeniul de analiză al rotorului s-a modelat doar un canal interpaletar, considerând condițiile de periodicitate;
- domeniul de analiză al camerei spirală existentă în laborator, în care s-a instalat modelul rotorului pompei de acumulare, a fost extins de la secțiunea de refulare până la traductorul de presiune manometric Pt2.

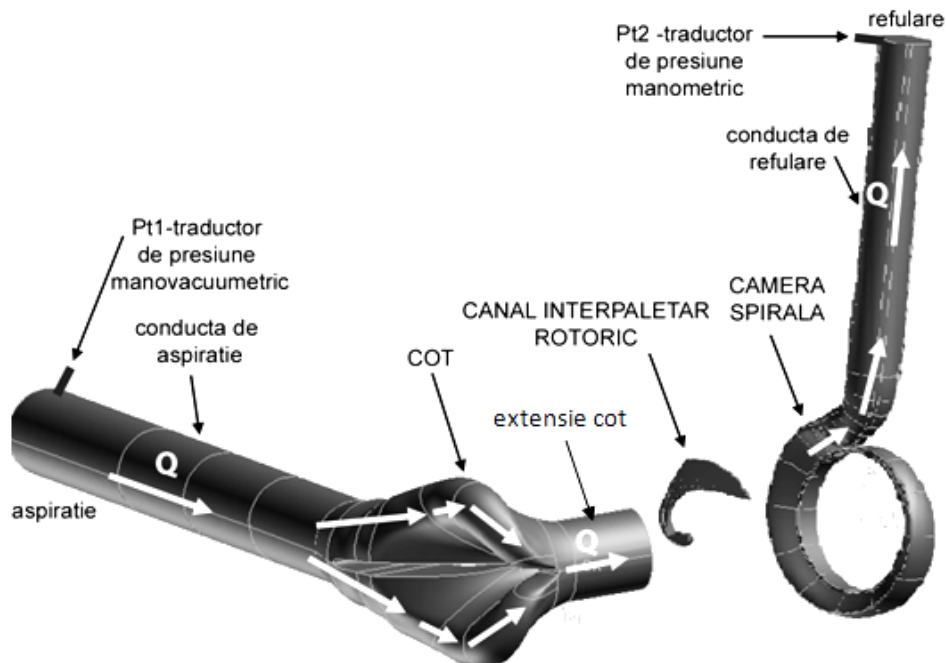


Fig. 5.7 Modelul traseului hidraulic de pompă de acumulare implementat în standul experimental de laborator - modelat numeric, Gînga [42]



Metoda folosită pentru simularea numerică este metoda dezvoltată de Muntean și alții [74] numită "mixing interface" (interfață de amestec). Această metodă a fost dezvoltată pentru a cupla curgerea staționară absolută cu o curgere staționară relativă. Schema algoritmului de cuplare pentru cazul Gînga [43] este reprezentată în Fig. 5.8.

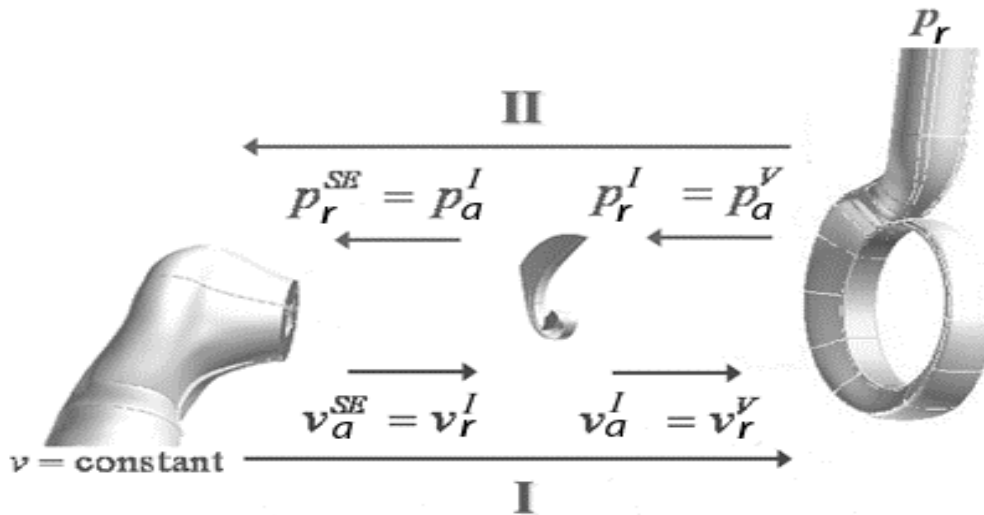


Fig. 5.8 Algoritmul "mixing interface", Gînga [43]

Ecuțiile care guvernează curgerea 3D turbulentă și modelul de turbulență ales este același cu cel prezentat în subcapitolul anterior, și este prezentat în detaliu în Gînga [40].

Componenta axială și tangențială a vitezelor obținute la ieșirea din cotul de la aspirație în urma simulării numerice cu metoda "mixing interface", au fost validate cu rezultatele obținute în urma măsurărilor cu LDV la ieșirea din cot și prezentate în capitolul 3. Astfel, se poate justifica corectitudinea valorilor impuse ca și condiții la limită pe intrarea în domeniul de analiză supus investigației în teza de față, format din rotor și colector.

### 5.3. Rezultate numerice

Analiza numerică a curgerii 3D staționară în rotorul model și colectorul model al pompei de acumulare s-au realizat la turația de 3000 rpm și la cinci debite de funcționare, și anume:  $0.8 \cdot Q_{nom}$ ,  $0.9 \cdot Q_{nom}$ ,  $1 \cdot Q_{nom}$ ,  $1.1 \cdot Q_{nom}$  și  $1.2 \cdot Q_{nom}$ , unde  $Q_{nom} = 33.5$  l/s.

#### 5.3.1 Determinarea presiunii minime și a unghiului de incidență al curentului pe palete la intrarea în rotor

În Fig. 5.9 este prezentată poza cu presiunea statică relativă minimă pe bordul de atac al celor cinci palete la debitul nominal și 3000 rpm.

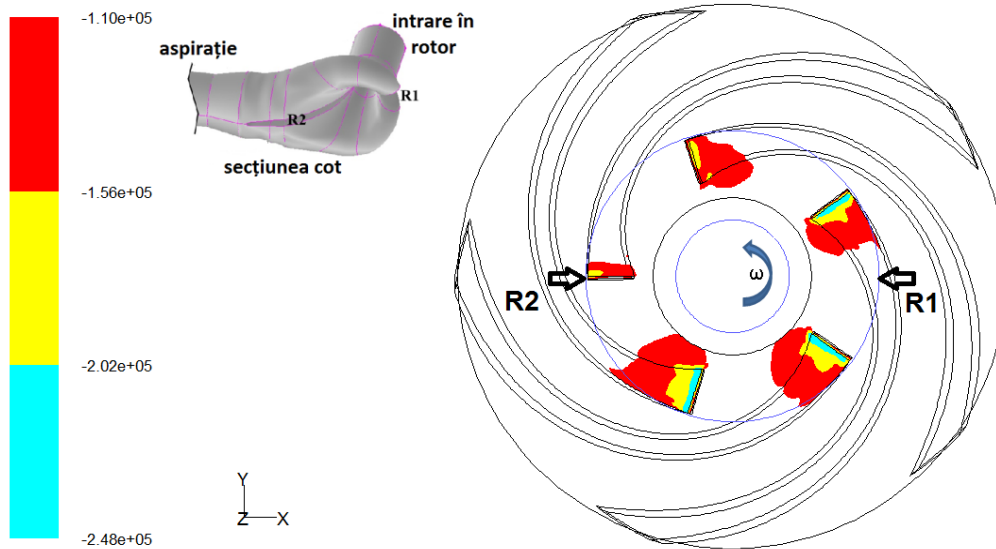


Fig. 5.9 Presiunea statică minimă pe bordul de atac al paletelor rotorului la  $Q_{nom}$  și 3000 rpm

În Fig. 5.9 se observă presiunea statică relativă minimă pe bordul de atac al paletelor rotorului, aceasta fiind diferită de la o paletă la alta. Acest lucru confirmă presiunea neuniformă la intrarea în rotor. Astfel, bordul de atac al paletelor este supus unei variații continue a presiunii, acest lucru provocând dezvoltarea fenomenului de cavitație în zonele cu presiunea minimă.

În Fig. 5.10 este reprezentată harta unghiului Beta ( $\beta$ ) al curentului pe secțiunea de intrare în rotorul pompei centrifuge de acumulare. Acesta este rezultat în urma analizei numerice la debitul nominal și 3000 rpm.

$$tg\beta = \frac{v_m}{u - v_u} \quad (5.6)$$

Unde:

$$u = r \times \omega \quad (5.7)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{60} \quad (5.8)$$

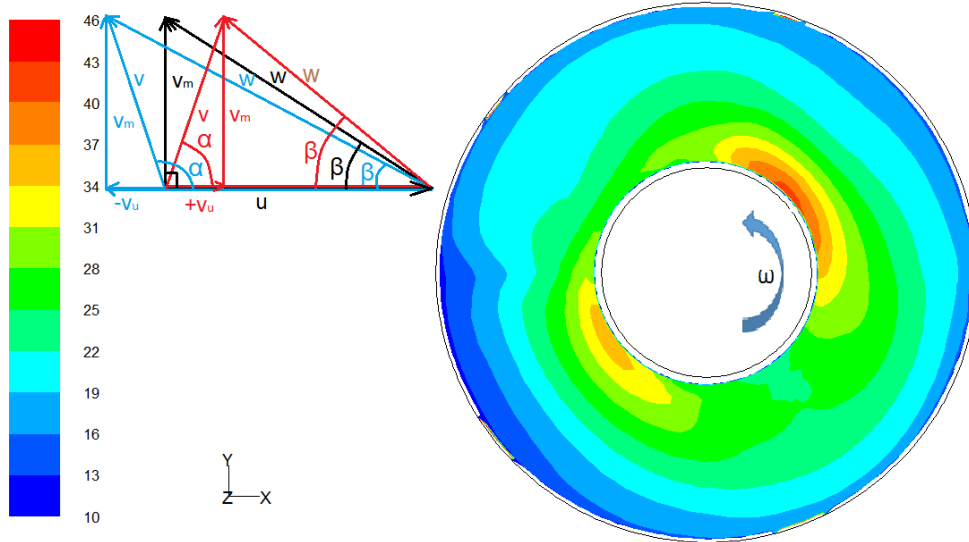


Fig. 5.10 Unghiul Beta ( $\beta$ ) pe secțiunea de intrare în rotorul pompei centrifuge rezultat în urma analizei numerice la  $Q_{nom}$  și 3000 rpm

Din analiza Fig. 5.10 se observă variația unghiului Beta ( $\beta$ ) al curentului cuprinsă între  $10^\circ$  și  $46^\circ$  în secțiunea de intrare a pompei centrifuge de acumulare.

Pentru a determina unghiul de incidență al curentului pe paletă Fig 5.12, am determinat unghiul  $\beta_{axial}$  ( $\beta_{axial}$ ) obținut pentru intrare axială în pompă ( $\alpha=90^\circ$ ) și l-am scăzut din unghiul Beta ( $\beta$ ), conform relației 5.9.

$$i = \beta - \beta_{axial} \tag{5.9}$$

În Fig. 5.11 este reprezentat unghiul Beta pentru curent axial fitat funcție de rază.

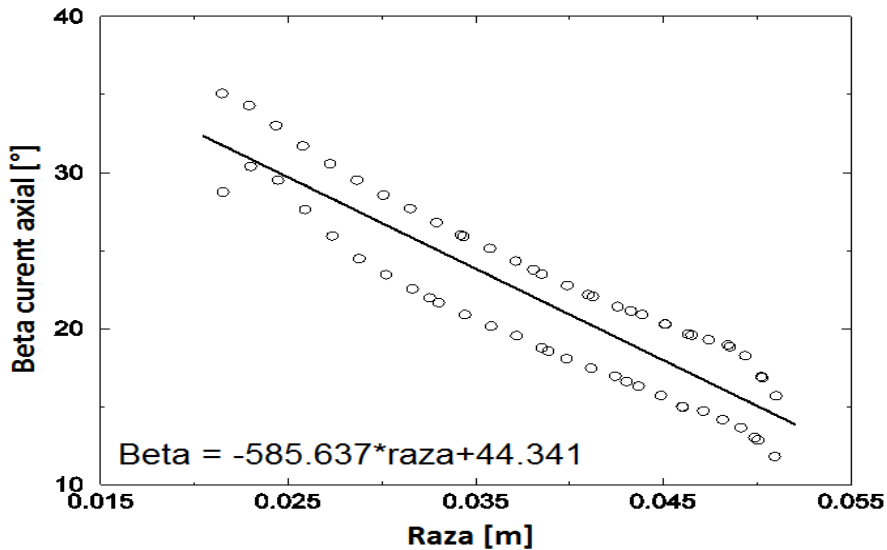


Fig. 5.11 Beta pentru curentul axial funcție de rază

În Fig. 5.12 este reprezentat unghiul de incidență cuprins între  $-3^\circ$  și  $7^\circ$  rezultat în urma analizei numerice la debitul nominal și 3000 rpm.

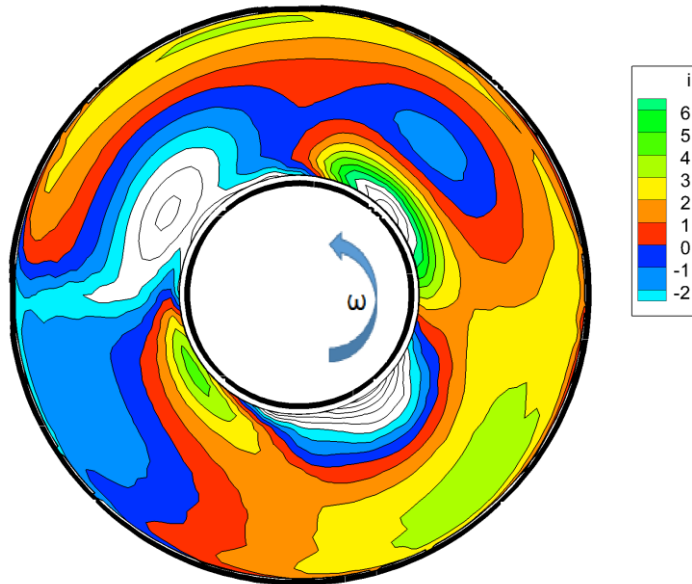


Fig. 5.12 Harta unghiului de incidență cuprins între  $-3^\circ$  și  $7^\circ$  rezultat în urma analizei numerice la  $Q_{nom}$  și 3000 rpm

Conform Anton [6], unghiul de incidență pentru o funcționare fără desprinderi ale curentului de pe paletă trebuie să fie cuprins între aproximativ  $-3^\circ$  și aproximativ  $7..8^\circ$  (Fig. 5.13). Zona cu alb în secțiunea de intrare reprezintă valoarea incidenței sub  $-3^\circ$  și peste  $7^\circ$ . În această zonă aflată lângă butuc unghiul de incidență variază peste limitele acceptabile de funcționare, având loc desprinderi ale curentului de pe paletă și recirculări ale acestuia.

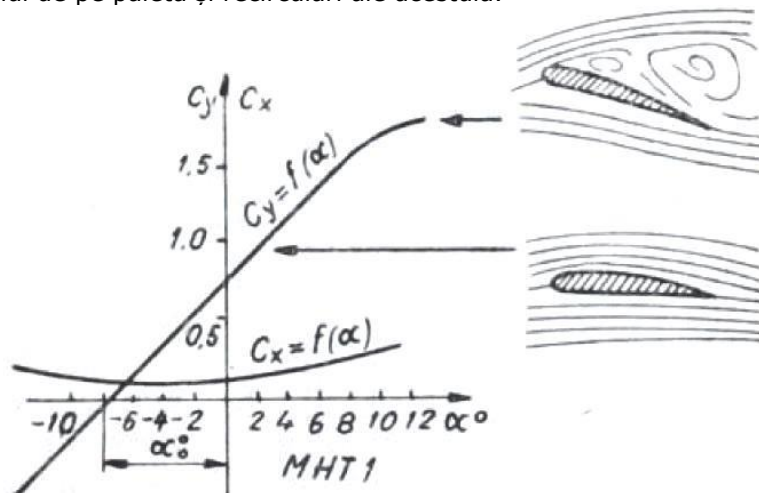


Fig. 5.13 Variația cu incidența a coeficientului de portanță și rezistență, Anton [6]

În Fig. 5.14 este prezentat un rotor de pompă de acumulare din SP Jidoaia, în poza din stânga se observă eroziuni cavitaționale iar în poza din dreapta se observă bordul de atac al unei palete erodat cavitațional până la distrugere a paletei. Aceste poze confirmă că distrugerile cavitaționale au loc lângă butuc, acolo unde este cea mai mare variație a unghiului de incidență pe paletă.



Fig. 5.14 Rotor de pompă de acumulare erodat cavitațional

### 5.3.2 Determinarea performanțelor energetice ale rotorului model de pompă de acumulare

Din analiza numerică a domeniului de analiză al pompei de acumulare s-a obținut creșterea de presiune realizată de rotor pe domeniul analizat. Valorile pierderii de presiune pe cotul de la aspirație sunt considerate cele rezultate din simularea realizată de Gînga [40]. Presiune totală rezultată în cele trei componente ale traseului hidraulic investigat este prezentată în Tabelul 5.2.

Tabel 5.2 Presiune totală rezultată din simularea numerică

OP	$\Delta p_{T\_COT}$ [kPa]	$\Delta p_{T\_ROTOR+COLECTOR}$ [kPa]	$\Delta p_{T\_NUM}$ [kPa]
0.8Qn	-3.9	500.78	496.88
0.9Qn	-5.0	481.61	476.61
1.0Qn	-6.1	465.07	458.97
1.1Qn	-7.4	445.47	438.07
1.2Qn	-8.8	420.45	411.64

$$\Delta p_{T\_NUM} = \Delta p_{T\_COT} + \Delta p_{T\_ROTOR+COLECTOR} \quad (5.10)$$

Pe baza rezultatelor obținute din simularea numerică a curgerii în domeniul de analiză (rotor+colector) al pompei de acumulare și din datele pentru tubul de aspirație al traseului hidraulic model al pompei de acumulare, s-au trasat curbele energetice caracteristice pompelor centrifuge. În Fig. 5.15 este reprezentată înălțimea de pompare, în Fig. 5.16 este reprezentată puterea mecanică la arbore și în Fig. 5.17 randamentul hidraulic al rotorului model de pompă de acumulare.

$$H = \frac{\Delta p_{T\_NUM}}{\rho g} \quad (5.11)$$

$$P_M = M \cdot \omega \quad (5.12)$$

$$\eta_H = \frac{\rho g Q H}{P_M} \quad (5.13)$$

În ecuațiile (5.12) și (5.13)  $P_M = M \cdot \omega$  reprezintă puterea mecanică la arbore rezultată din simularea numerică, unde momentul total  $M$  este dat de relația următoare:

$$M = \left( \left( \int_S \left( \vec{r} \times \left( \vec{\tau} \cdot \vec{n} \right) \right) \cdot dS \right) \cdot \vec{a} \right) \cdot Z \quad (5.14)$$

unde:  $S$  - reprezintă suprafața cuprinzând toate componentele aflate în mișcare de rotație,  $\vec{\tau}$  - tensorul tensiunii totale (tensiuni de presiune și vâscozitate),  $\vec{n}$  - vectorul unitate normal la suprafață,  $\vec{r}$  - poziția vectorului unitate și  $\vec{a}$  - vectorul unitate paralel cu axa de rotație.

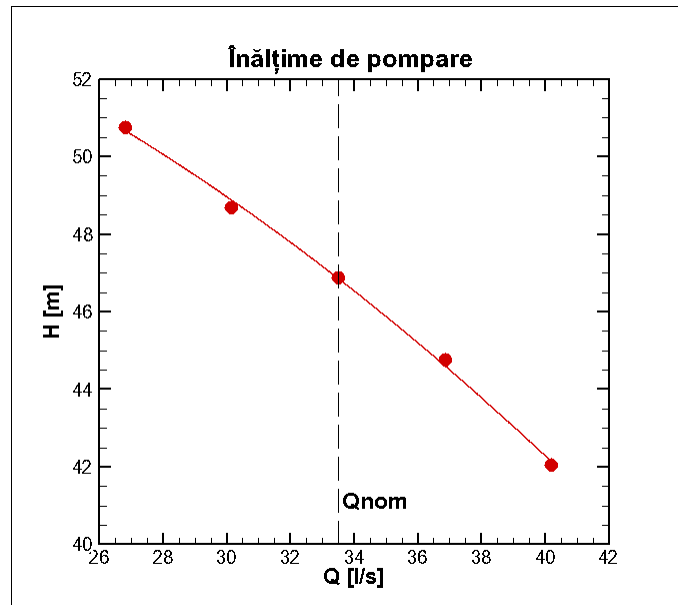


Fig. 5.15 Înălțimea de pompare a rotorului model de pompă de acumulare

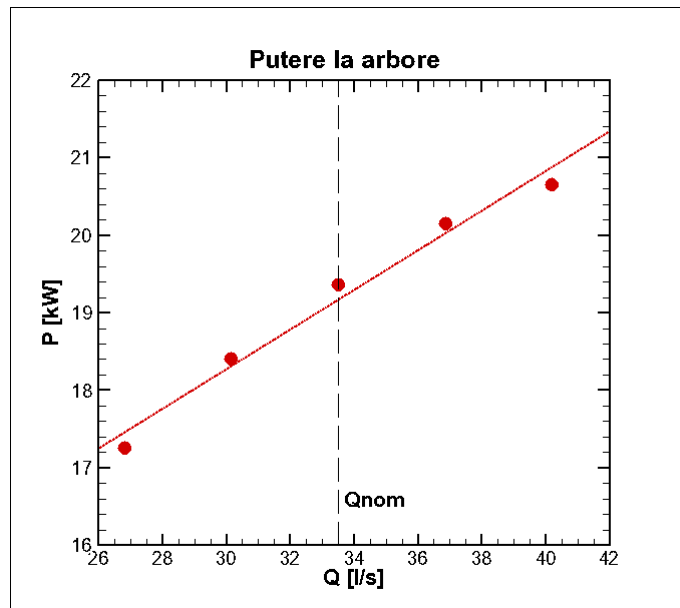


Fig. 5.16 Puterea la arbore a rotorului model de pompă de acumulare

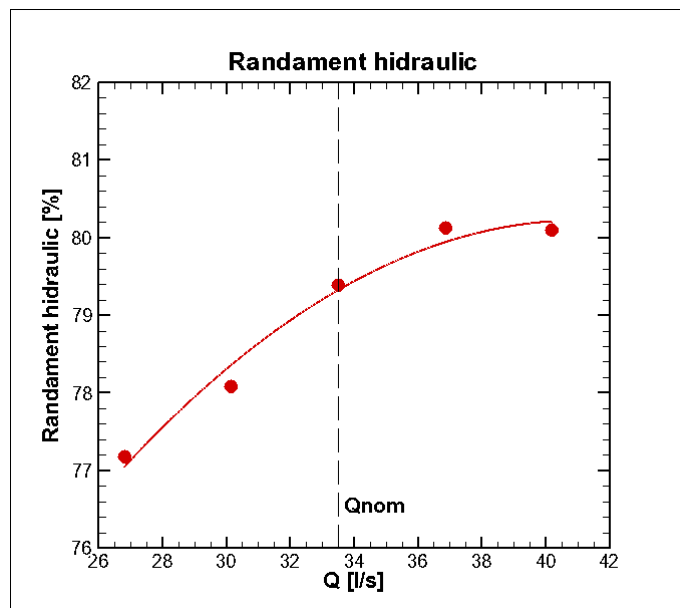


Fig. 5.17 Randamentul hidraulic al rotorului model de pompă de acumulare

Din analiza figurilor 5.15 - 5.17 reiese că rotorul model de pompă de acumulare atinge la debitul nominal  $Q_n=33.5$  l/s o înălțime de pompare de aproximativ 46.88 m cu o putere la arbore de 19.3 KW și randament hidraulic de 79.3 %. Din Fig. 5.17 reiese că punctul de funcționare cu randamentul hidraulic cel mai ridicat, aprox. 80.12 %, se află la un debit mai mare decât debitul nominal de funcționare, unde  $Q=36.85$  l/s= $1.1Q_n$ . La punctul de funcționare cu randamentul cel

mai ridicat, denumit BEP (Best Efficiency Point), înălțimea de pompare atinge valoarea de 44.75 m, mai mică cu 4.5 % decât la debitul nominal, cu o putere mecanică la arbore de 20.14 KW, mai mare cu 4.35 % decât puterea mecanică la arbore în cazul funcționării la debitul nominal. La BEP, randamentul hidraulic este mai mare cu 0.93 % decât randamentul hidraulic la debitul nominal de funcționare.

#### 5.4. Validarea rezultatelor simulării numerice cu date experimentale

Pentru a evalua precizia simulării 3D staționare în traseul hidraulic al pompei de acumulare, rezultatele numerice obținute în urma simulării 3D se vor compara cu datele experimentale obținute în urma măsurătorilor energetice și cu rezultatele obținute de Gînga [40] pe domeniul ( tub de aspirație – un canal interpaletar – cameră spirală ) cu metoda "mixing interface" (interfață de amestec).

În Fig. 5.18 este reprezentată înălțimea de pompare obținută din datele experimentale și din cele două simulări numerice: una reprezentând simulare numerică 3D staționară pe domeniul de analiza rotor+colector și având modelul de turbulență  $k-\omega$  SST iar momentul mecanic și energia cinetică setate pe ordinul 2, iar a 2-a simulare fiind realizată de către Gînga [40] cu metoda "mixing interface".

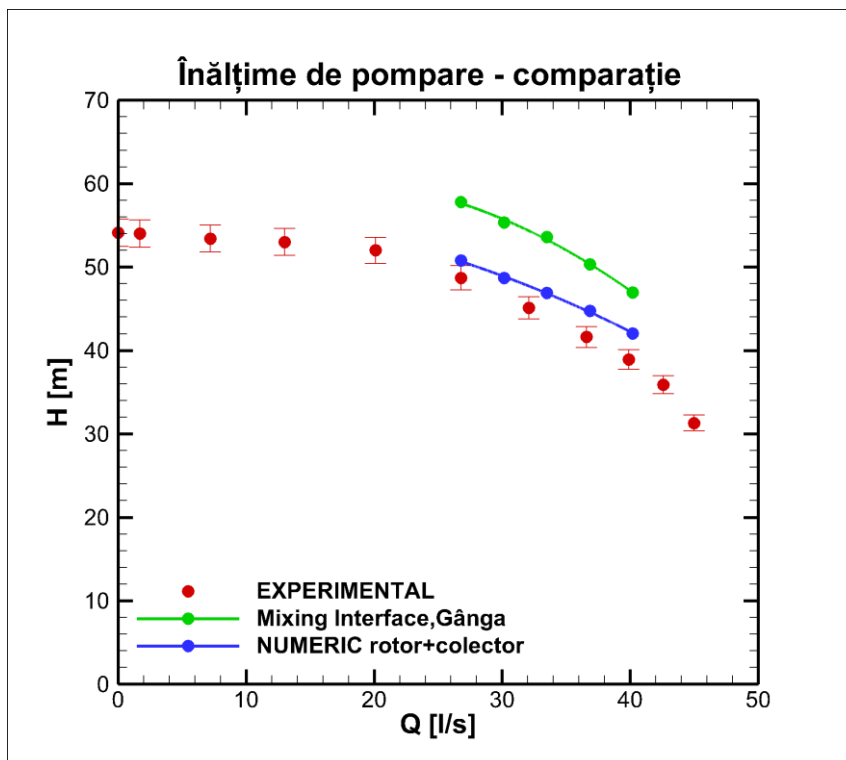


Fig. 5.18 Înălțime de pompare - rotor model de pompă de acumulare

Din analiza Fig. 5.18 se observă că înălțimea de pompare rezultată din simularea rotor+colector are valorile mai apropiate de valorile experimentale decât valorile obținute din simularea numerică cu metoda "mixing interface", Gînga [40].



Erorile rezultate din cele două simulări față de rezultatele experimentale sunt prezentate în Tabelul 5.3.

Tabelul 5.3 Erorile simulărilor numerice față de datele experimentale

Q [l/s]	Date experimentale	Numeric rotor+colector		Mixing Interface, Gânga	
	H [m]	H [m]	Eroare [%]	H [m]	Eroare [%]
26.8	48.52	50.76	4.61	57.78	19.08
30.15	46.36	48.69	5.02	55.31	19.30
33.5	43.86	46.89	6.90	53.59	22.18
36.85	41.02	44.75	9.11	50.34	22.73
40.2	37.83	42.05	11.17	46.93	24.06

Din analiza datelor se observă că eroarea rezultată din simularea rotor+colector este mult diminuată față de eroarea rezultată din simularea cu metoda "mixing interface", Gînga [40]. Erorile mai mari pentru metoda "mixing interface", Gînga [40] sunt datorate supraestimării presiunii totale și subestimării pierderilor hidraulice din simularea numerică, deoarece în acest caz algoritmul de cuplare elimină orice neuniformitate circumferențială a componentelor vitezei, în consecință eliminând și efectele nefavorabile produse de acestea. Se mai observă că erorile rezultate pentru ambele simulări cresc cu creșterea debitului.

În Fig. 5.19 este reprezentat randamentul hidraulic obținut din datele experimentale și din simulările numerice.

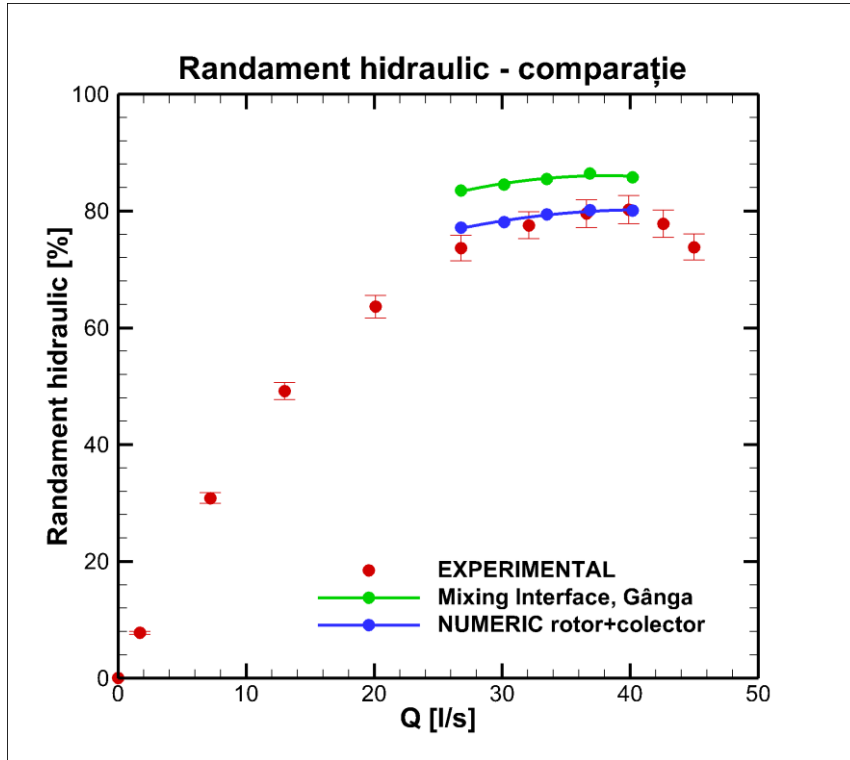


Fig. 5.19 Randament hidraulic  $\eta_H$  - rotor model de pompă de acumulare

Deoarece din simularea numerică se obține doar randamentul hidraulic, în cazul rezultatelor experimentale randamentul hidraulic  $\eta_H$  este estimat folosind relațiile statistice. În vederea determinării randamentului hidraulic rezultat din experiment, randamentul volumic și randamentul hidraulic se vor calcula cu relațiile următoare, Miloș [70]:

- randamentul total:

$$\eta_{T-EXP} = \eta_V \cdot \eta_H \cdot \eta_M \quad (5.15)$$

- randamentul mecanic;

$$\eta_M = \frac{1}{1 + \frac{820}{n_s^2}} = 0.94 \quad (5.16)$$

- randamentul volumic;

$$\eta_V = \frac{1}{1 + \frac{0.68}{n_s^{2/3}}} = 0.96 \quad (5.17)$$

- randament hidraulic rezultat din experiment;

$$\eta_{H-EXP} = \frac{\eta_T}{\eta_M \cdot \eta_V} \quad (5.18)$$

- randament hidraulic rezultat din simulare numerică.

$$\eta_{H-NUM} = \frac{\rho g Q H}{P_M} \quad (5.19)$$

Din analiza Fig. 5.19 se observă că randamentul hidraulic rezultat din simularea rotor+colector are valorile mai apropiate de valorile experimentale decât valorile obținute din simularea numerică cu metoda "mixing interface", Gînga [40]. Erorile rezultate din cele două simulări față de rezultatele experimentale sunt prezentate în Tabelul 5.4.

Tabelul 5.4 Erorile simulărilor numerice față de datele experimentale

Q [l/s]	Date experimentale	Numeric rotor+colector		Mixing Interface, Gînga	
	Randament hidraulic [%]	Randament hidraulic [%]	Eroare [%]	Randament hidraulic [%]	Eroare [%]
26.8	74.80	77.17	3.17	83.5	11.63
30.15	77.86	78.08	0.29	84.5	8.53
33.5	79.52	79.38	-0.16	85.5	7.52
36.85	79.78	80.12	0.43	86.4	8.3
40.2	78.64	80.1	1.86	85.8	9.1

Din analiza datelor se observă că erorile celor două simulări prezintă un minim la debitul nominal și încep să crească către debite sub și peste debitul nominal.

## 5.5. Concluzii privind funcționarea rotorului model de pompă de acumulare

În capitolul 5 am realizat simularea numerică a curgerii turbulente 3D cuplate rotor+colector. Prima etapă a constat în stabilirea domeniilor de analiză și impunerea condițiilor la limită pe frontiere. Simulările numerice 3D staționare în rotorul+colectorul model al pompei de acumulare s-au realizat la turația de 3000 rpm și la cinci debite de funcționare, și anume: 0.8\*Q<sub>nom</sub>, 0.9\*Q<sub>nom</sub>, 1\*Q<sub>nom</sub>, 1.1\*Q<sub>nom</sub> și 1.2\*Q<sub>nom</sub>, unde Q<sub>nom</sub> = 33.5 l/s. În urma simulărilor numerice ce au luat în considerare neuniformitatea de la intrarea în pompă, am demonstrat variația unghiului curentului pe paletele rotorului la o rotație completă. Acest fenomen are ca și efect obținerea presiunii statice minime în vecinătatea bordului de atac pe fața de depresiune, pentru trei palete rotorice dispuse în semiplanul inferior. La o rotație completă a rotorului, pe fiecare paletă se generează zona de presiune statică minimă, care dispare în zona cu presiune mai ridicată din semiplanul superior.

De asemenea, am determinat și prin calcul pe baza simulărilor numerice, performanțele energetice ale rotorului model de pompă de acumulare care le-am comparat cu datele obținute pe cale experimentală. Rezultatele numerice obținute

#### 148 Analiza numerică a curgerii 3D în domeniul de analiză al modelului pompei - 5

pentru comportamentul energetic prin metoda cuplării rotor+colector sunt corelate cu datele experimentale, erorile fiind de aproximativ 4-11% pentru înălțimea de pompare și de aproximativ 0-3% pentru randamentul hidraulic. Această corelare bună între rezultatele numerice și datele experimentale provine din luarea în calcul a neuniformității câmpului de viteză la intrarea în rotor, precum și din transferul integral al câmpurilor de viteză și de presiune între rotor și colector. Erorile mai mari de aproximativ 19-24% pentru înălțimea de pompare și de aproximativ 7-11% pentru randamentul hidraulic obținute din simulările 3D efectuate cu metoda "mixing interface" (interfață de amestec) de către Gînga [40] sunt datorate supraestimării presiunii totale și subestimării pierderilor hidraulice din simularea numerică, deoarece în acest caz algoritmul de cuplare elimină orice neuniformitate circumferențială a componentelor vitezei, în consecință eliminând și efectele nefavorabile produse de acestea.

## 6. CONCLUZII ȘI PERSPECTIVE

### 6.1. Concluzii

Prezenta lucrare de doctorat tratează analiza câmpului hidrodinamic la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de acumulare de capacitate mare, la turație variabilă. Specific acestor pompe de capacitate mare este prezența la aspirație a unui cot cu o geometrie complexă 3D. În interiorul cotului de la aspirație, cazul de față, structura curentului este una complexă. La debite mari de funcționare, acest cot generează vârtejuri, dintre care două sunt dispuse în spatele arborelui acestea fiind vizualizate atunci când presiunea în stand scade suficient. Aceste vârtejuri sunt transportate în rotorul pompei. Consecința majoră a acestor fenomene hidrodinamice asupra funcționării pompei de acumulare o reprezintă dezvoltarea fenomenului de cavitație. Prezența fenomenului de cavitație generează la rândul lui diminuarea performanțelor energetice ale pompei, vibrații și zgomot, erodarea și chiar ruperea unor bucăți de material din paleta rotorică.

În capitolul 2 sunt prezentate măsurătorile globale (energetice și cavitaționale) realizate pe un rotor la scară 1:5.7 cu cel din SP Jidoaia și pe un rotor nou proiectat de către Dr.ing. Gînga G. Cele două rotoare au fost analizate atât fără, cât și echipate cu un rotor axial premergător (impulsor) proiectat de către Dr.ing. Moisă I. Toate măsurătorile au fost realizate la 4 valori ale turației (1500, 2000, 2500 și 3000 rpm) și la 7 regimuri de debite între 15 l/s și 45 l/s cu un pas de 5 l/s. În urma măsurătorilor am trasat curbele energetice (înălțime de pompare, putere absorbită și randament funcție de debit) și curbele cavitaționale (NPSH funcție de debit). Am realizat un număr de 16 regimuri pentru măsurătorile energetice și un număr de 91 regimuri pentru măsurătorile cavitaționale.

Din punct de vedere energetic: folosirea rotorului axial are o influență neglijabilă asupra caracteristicilor energetice pentru toate turațiile investigate, pentru ambele rotoare. Pentru fiecare turație investigată randamentul celor două rotoare este aproximativ același, dar diferă debitul realizat de fiecare rotor la randamentul maxim. Rotorul nou proiectat realizează un debit cu aproximativ 7% mai mare la randamentul maxim la toate turațiile investigate.

Din punct de vedere cavitațional: folosirea rotorului axial aduce o îmbunătățire importantă a comportamentului cavitațional în zona de funcționare pentru ambele rotoare investigate pe toată plaja de turații analizată.

În urma acestor rezultate, soluția practică cea mai viabilă de îmbunătățire a comportamentului cavitațional al pompelor din SP Jidoaia este folosirea unui rotor axial în fața rotorului de pompă, sau cum mai este cunoscut în literatură ca impulsor.

În capitolul 3 sunt prezentate rezultatele măsurătorilor câmpului de viteză neuniform obținut în urma investigațiilor cu LDV în secțiunea circulară de ieșirea din cotul de la aspirație al pompelor de capacitate mare. Datorită geometriei 3D a cotului de la aspirație, la intrarea în pompă am măsurat neuniformitățile câmpului hidrodinamic. Pentru a determina câmpul de viteze la intrarea în rotor, am realizat

măsurători cu LDV la turație și debit variabil în 19 axe radiale de măsură. Aceste 19 axe sunt cuprinse între  $\pm 90^\circ$  în semi-planul superior. Pe fiecare axă am măsurat în 62 de puncte. Turațiile investigate sunt 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm și 2900 rpm; iar debitele investigate sunt 0.5, 0.6, ..., 1.3 \*  $Q_{nom}$  unde  $Q_{nom} = 33.5$  l/s. Volumul de măsurători cu LDV a cuprins un număr total de 551 regimuri, pentru fiecare regim am aplicat procedura de măsură ce a durat aproximativ 1 oră. Sistemul LDV permite măsurarea simultană a două componente ale vitezei, viteza axială și viteza tangențială. În urma măsurătorilor se trag următoarele concluzii:

- În urma analizei componentelor adimensionale ale vitezei se observă o variație mică a vitezei axiale adimensionale de aproximativ 10% față de medie în timp ce viteza tangențială adimensională are o variație semnificativă cuprinsă între -50% și +30% față de medie pentru semiplanul superior măsurat cu LDV la intrarea în pompă.
- În urma analizei unghiului curentului ( $\gamma$ ) determinat față de direcția axei mașinii, am obținut o variație semnificativă a acestuia cuprinsă între  $\pm 33^\circ$  la butuc și  $\pm 38^\circ$  la carcasă pe întreaga circumferință la ieșirea din cot pentru o rotație completă de  $360^\circ$ .  
Am observat că unghiului curentului ( $\gamma$ ) nu variază cu debitul la cele pentru turații investigate excepție făcând zona de  $+10^\circ \dots +40^\circ$  unde există o mică variație cu creșterea debitului.

Aceste neuniformități ale debitului sunt generate de cot și sunt preluate de rotor, ducând la efecte nedorite în funcționare cum ar fi comportament cavitațional al pompei. Deoarece în literatură am avut disponibile numai rezultate numerice, am realizat în premieră aceste măsurători care le confirmă pe primele.

Dacă prin măsurătorile cu LDV prezentate în capitolul 3 am obținut câmpul de viteză staționar, în capitolul 4 am extins măsurătorile și la câmpul de presiune nestaționar. Aceste măsurători au fost efectuate pentru 36 de regimuri la ieșirea din cot, la turație variabilă respectiv 3000, 2900, 2800 și 2700 rpm, și la debit variabil cuprins între 0.5, 0.6, ..., 1.3\* $Q_{nom}$  unde  $Q_{nom}=33.5$  l/s.

În transformata Fourier a semnalului am identificat frecvențele fundamentale ale rotorului. Frecvențele pulsațiilor de presiune datorate recirculărilor fluidului la intrarea în pompă se regăsesc în intervalul 0 Hz - prima frecvență fundamentală a rotorului. Cea mai înaltă amplitudine din acest interval reprezintă frecvența dominantă a semnalului. Din graficele realizate la cele 4 turații investigate pentru frecvența dominantă se observă că aceasta scade cu creșterea debitului. Pe baza măsurătorilor am determinat coeficientul de cavitație ( $\sigma$ ) și dependența frecvenței fundamentale față de acesta. Din analiza valorilor rezultă că atât frecvența cât și coeficientul de cavitație ( $\sigma$ ) sunt direct proporționale cu presiunea medie de la ieșire din cot. Concluzia finală pentru frecvența dominantă este dependența de debit și independența de turație. În urma prelucrării rezultatelor obținute din măsurătorile cu senzori piezorezistivi am prezentat faptul că amplitudinea echivalentă are aceeași alură cu datele cunoscute din literatură și că amplitudinea echivalentă adimensională este dependentă de debit și independentă de turație.

Câmpul de presiune nestaționar la intrarea în rotorul pompei este generat de cot și este dependent de debit și independent de turație.

În capitolul 5 am realizat simularea numerică a curgerii turbulente 3D cuplate rotor+colector. Prima etapă a constat în stabilirea domeniilor de analiză și impunerea condițiilor la limită pe frontiere. Simulările numerice 3D staționare în

rotorul+colectorul model al pompei de acumulare s-au realizat la turația de 3000 rpm și la cinci debite de funcționare, și anume:  $0.8 \cdot Q_{nom}$ ,  $0.9 \cdot Q_{nom}$ ,  $1 \cdot Q_{nom}$ ,  $1.1 \cdot Q_{nom}$  și  $1.2 \cdot Q_{nom}$ , unde  $Q_{nom} = 33.5$  l/s. În urma simulărilor numerice ce au luat în considerare neuniformitatea de la intrarea în pompă, am demonstrat variația unghiului curentului pe paletele rotorului la o rotație completă. Acest fenomen are ca și efect obținerea presiunii statice minime în vecinătatea bordului de atac pe fața de depresiune, pentru trei palete rotorice dispuse în semiplanul inferior. La o rotație completă a rotorului, pe fiecare paletă se generează zona de presiune statică minimă, care dispăre în zona cu presiune mai ridicată din semiplanul superior.

De asemenea, am determinat și prin calcul pe baza simulărilor numerice, performanțele energetice ale rotorului model de pompă de acumulare care le-am comparat cu datele obținute pe cale experimentală. Rezultatele numerice obținute pentru comportamentul energetic prin metoda cuplării rotor+colector sunt corelate cu datele experimentale, erorile fiind de aproximativ 4-11% pentru înălțimea de pompare și de aproximativ 0-3% pentru randamentul hidraulic. Această corelare bună între rezultatele numerice și datele experimentale provine din luarea în calcul a neuniformității câmpului de viteză la intrarea în rotor, precum și din transferul integral al câmpurilor de viteză și de presiune între rotor și colector.

În baza analizei literaturii de specialitate și a investigațiilor experimentale și numerice realizate în cadrul tezei au rezultat mai multe soluții pentru îmbunătățirea comportamentului cavitațional al pompelor de mare capacitate:

- a) Reproiectarea rotorului pompei;
- b) Instalarea unui rotor axial premergător;
- c) Reproiectarea geometriei cotului de la aspirație;
- d) Instalarea unor palete statorice de dirijare a curentului de la aspirație;
- e) Instalarea unor dispozitive de recirculare a curentului dintre cot și rotor la debite parțiale.

**Dintre acestea, am demonstrat că soluția cea mai fezabilă din punct de vedere tehnico-economic este realizarea rotorului axial premergător.**

## 6.2. Contribuții personale

- Am stabilit pe baza măsurătorilor energetice și cavitaționale la 107 regimuri, necesitatea implementării unui rotor axial în fața rotorului pompei cu cot la aspirație pentru îmbunătățirea comportamentului cavitațional.
- Am măsurat câmpul de viteză neuniform la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de capacitate mare produs de cotul de la aspirație. Am realizat 551 de regimuri. Componentele măsurate cu metoda LDV sunt: viteza axială și viteza tangențială.
- Am evaluat mărimile ce caracterizează câmpul de presiune neuniform la ieșirea din cotul de la aspirație al pompelor centrifuge de capacitate mare. Cele două mărimi analizate sunt frecvența dominantă și amplitudinea echivalentă.
- Pe baza măsurătorilor am determinat coeficientul de cavitație și dependența frecvenței fundamentale funcție de acesta și de debit.
- Pe baza simulării numerice a curgerii 3D cuplate rotor+colector am obținut o bună corelare a performanțelor energetice calculate cu datele experimentale.
- De asemenea, am determinat mecanismul care generează incidența variabilă pe paletele rotorului la o rotație completă. Acest fenomen fiind cauza distrugerilor cavitaționale observate in SITU la SP Jidoaia.

Teza de doctorat se înscrie în tematica actuală de îmbunătățire a proiectării și exploatarei turbomașinilor de mare putere, tratând comportamentul hidrodinamic al turbopompelor la turație variabilă.

### **6.3. Perspective**

Pentru continuarea cercetărilor se propun următoarele direcții:

- găsirea de soluții pentru minimizarea neuniformității câmpului hidrodinamic generat de cotul de la aspirație.
- investigații experimentale pentru vizualizarea formării cavitației pe paletele rotorului de pompă centrifugă cu ajutorul unei camere de filmat ultra-rapidă. Aceste rezultate experimentale pot valida rezultatele numerice din Cap. 5 pentru distribuția presiunii statice minime pe bordurile de atac ale paletelor.
- analiza numerică a curgerii 3D (nestaționară / bifazică) în traseul hidraulic (cot aspirație – rotor – colector).



## Bibliografie

- [1] Adkins, D.R., Brennen, C.E., 1988, Analyses of hydrodynamic radial forces on centrifugal pump impellers, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.110, pp.20-28
- [2] Adrian, R., 2005, Twenty years of particle image velocimetry, Experiments in Fluids , 39, 159-169
- [3] Akhras, A., Hajem, M.E., Marel, R., Champagne, J.Y., 2000, The internal flow investigation of a centrifugal pump
- [4] Anton, A., 2010, In situ performance curves measurements of large pumps , IOP Conference Series Earth Environment Science, 12, 012090, pp. 1-10.
- [5] Anton, L.E., 1994, Îmbunătățirea caracteristicilor cavitaționale la pompele cu impulsor, Teză de doctorat, Timișoara
- [6] Anton, L.E., Baya, A., 2002, Mecanica fluidelor, mașini hidraulice și acționări, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara
- [7] Anton, L.E., Baya, A., Muntean, S., Stuparu, A., Susan-Resiga, R., 2004, Determinarea caracteristicilor hidraulice ale agregatelor de pompare din stațiile Jidoaia, Lotru Aval și Petrimanu, Contract nr. 76/2004, beneficiar S.C. Hidroelectrică S.A., Sucursala Râmnicu Vâlcea
- [8] Anton, L.E., Baya, A., Susan-Resiga, R., Bernard, S., Muntean, S., Stuparu, A., 2003, Numerical and experimental investigation of the flow in the pipe elbow, Proceedings of the Workshop on Numerical methods in fluid mechanics and Fluent applications, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, pp.18-194
- [9] Anton, L.E., Stuparu, A., Baya, A., 2008, Numerical and experimental investigation of the flow into an inducer, Buletinul Științific al Universității Politehnica din Timișoara, secția Mecanică, Tomul 53(67), Număr special, Proceedings of the International Conference on Hydraulic Machinery and Equipements HME, pp. 227-232
- [10] Ashihara, K., Goto, A., 2001, Turbomachinery blade design using 3-D inverse design method, CFD and optimization algorithm, Proceedings of ASME TURBO EXPO, New Orleans, Louisiana
- [11] Baya, A., Anton, L.E., Miloș, T., Stuparu, A., 2004, Achiziții și prelucrări de date în timp real pentru experimente de hidromecanică, A 2a Conferință a Hidroenergeticienilor din România, Vol. II, București, pp. 351-361
- [12] Baya, A., Anton, L.E., Stuparu, A., 2006, Aplicarea metodei termodinamice pentru determinarea randamentului turbinelor hidraulice, a 4a Conferință a Hidroenergeticienilor din România, Vol. II, București, pp. 355-364
- [13] Blanco-Marigorta, E., 2000, Numerical simulation in a centrifugal pump with impeller-volute interaction, proceeding of ASME FEDSM'00, Boston, Massachusetts

- [14] Bois, G., 2006, Introduction to design and analysis of high speed pumps, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 1, Franța
- [15] Bosioc, A., 2011, Teză de doctorat, Controlul curgerii cu rotație în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, UPT
- [16] Brennen, C.E., 1994, Hydrodynamics of pump, Oxford University Press CETI Inc
- [17] Bross, S.,  
Fritz, J., 2006, Industrial demands on flow modeling, Conference on Modelling Fluid Flow CMFF'06, The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary
- [18] BSA 4.10, 2006, User Guide
- [19] Chen, H.,  
Liu, W.,  
Jian, W.,  
Wei, P., 2010, Impellers of low specific speed centrifugal pump based on the draughting technology, IOP Conference Series Earth Environment Science, 12, 012018, pp. 1-7
- [20] Ciocan, G.D.,  
Teller, O.,  
Czerwinski, F., 2011, Variable speed pump-turbines technology, 5th International Conference on Energy and Environment, CIEM2011, S7-13, București, Romania
- [21] Cojocar, M., 2008, Hidroconstrucția, Construcții hidroenergetice, Vol.1, Ed. 2, București
- [22] Crampes, C.,  
Moreaux, M., 2009, „Pump storage and energy saving”, TSE Working Paper 09-073, Toulouse School of Economics
- [23] Dantec Dynamics 2002. BSA Flow Software
- [24] Delannoy, Y.,  
Kueny, J., 1990, Two phase flow approach in unsteady cavitation modeling, Cavitation and Multiphase Flow Forum, ASME'90, Vol. 98, Toronto
- [25] Detlev, L.W., 2006, PIV measurements in pumps, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 5, Franța
- [26] Detlev, L.W., 2006, Unsteady pressure and velocity measurements in pumps, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 4, Franța
- [27] Drăghici, I.,  
Bosioc, A.,  
Muntean, S.,  
Anton, L. E., 2014, Experimental investigation of the non-uniform inflow generated by the symmetrical suction elbow of a large pump, Scientific Bulletin of Politehnica University from Bucuresti, ISSN 1454-2358, Series D: Mechanical Engineering, Vol.76, Iss.3, pp.207-214
- [28] Drăghici, I.,  
Muntean, S.,  
Bosioc, A.,  
Anton, L. E., 2014, LDV measurements of the velocity field on the inlet section of a storage pump equipped with a symmetrical suction elbow for variable discharge value, 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Montreal, Canada (IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, 22 032017 doi: 10.1088/1755-1315/22/3/032017)
- [29] Dunca, G., 2010, Contribuții privind interacțiunea dintre rotorul și statorul unei pompe centrifuge multietajate, Teză de doctorat, București
- [30] Dunca, G.,  
Muntean, S., 2010, Analysis of the flow field into a two stages and double entry storage pump taking into account two

- Isbasoiu, E.C., geometries of stator blades, IOP Conference Series Earth Environment Science, 12, 012016, pp. 1-10
- [31] Dunca, G., 2010, 3D numerical analysis of the impeller-stator interaction into a storage pump, Buletin științific, seria D, volumul 72, Partea 1, Universitatea politehnica București
- Muntean, S.,
- Isbășoiu, E.C.,
- [32] Dupont, P., 1991, Numerical computation of leading edge cavity, Cavitation '91, ASME Summer Annual Meeting, Portland, Oregon, USA
- Avellan, F.,
- [33] Escaler, X., 2010, Mobal behavior of a reduced scale pump-turbine impeller. Part 1: Experiments, IOP Conference Series Earth Environment Science, 12, 012116, pp. 1-8
- Hutter, J.K.,
- Egusquiza, E.,
- Farhat, M.,
- Avellan, F.,
- [34] Fluent 6.3, 2001, User Guide, New Hampshire, Lebanon
- [35] Franc, J.P., 2006, Physics and control of cavitation, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 2, Franța
- [36] Friedrichs, J., 2002, Rotating cavitation in a centrifugal pump impeller of specific speed, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.124, pp.356-362
- Kosyna, G.,
- [37] Frobenius, M., 2002, Numerical and experimental investigations of the cavitating flow in a centrifugal pump impeller, Proceedings of FEDSM'02, 2002 ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting, Montreal, Quebec, Canada
- Schilling, R.,
- Friedrich, J.,
- Kosyna, G.,
- [38] Gambit 2.4, 2001, User Guide, New Hampshire, Lebanon
- [39] Ge, X.F., 2012, Efficiency calculation and the vortex characteristics research of centrifugal pump, IOP Conference Series Earth Environment Science, 15, 032031, pp. 1-6
- Gao, Z.X.,
- Zheng, Y.,
- Shen, M.H.,
- [40] Gînga, G., 2012, Teză de doctorat, Analza experimentală și numerică a funcționării pompelor centrifuge de acumulare, UPT
- [41] Gînga, G., 2012, Numerical Investigations of the 3D Flow in the Suction Elbow and Impeller of a Storage Pump, Buletinul Științific al Universității Politehnica din București, Seria D, Vol. 74, Nr. 1, pp.43-50
- Anton, L.E.,
- Baya, A.,
- Muntean, S.,
- [42] Gînga, G., 2011, Numerical Investigation of the Non-Uniformity Generated by the Suction Elbow of a Storage Pump, in Proceedings of the 5th International Conference on Energy and Environment, CIEM2011, S7-12, București, Romania
- Anton, L.E.,
- Muntean, S.,
- [43] Gînga, G., 2012, 3D Numerical Flow Analysis and Experimental Validation into Model Impeller of a Storage Pump, Proceeding of Conference on Modeling Fluid Flow CMFF'12, Budapesta, Ungaria
- Stanciu, I.R.,
- Muntean, S.,
- Baya, A.,
- Anton, L.E.,
- [44] Gînga, G., 2011, 3D Numerical simulation of the flow into the suction elbow and impeller of a storage pump, Proc. of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and
- Stuparu, A.,
- Bosioc, A.,
- Anton, L.E.,

- [45] Muntean, S.,  
Gonzales, J.,  
Fernandez, J.,  
Blanco, E.,  
Santalaria, C.,  
Gopalakrishnan, S.,  
Systems, Belgrade, Serbia, pp. 151-160  
2002, Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.124, pp.348-355
- [46] Goto, A.,  
Nohmi, M.,  
Sakurai, T.,  
Sogawa, Z.,  
2002, Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD and inverse design method, Journal of Fluid Engineering, Vol.124, pp.329-335
- [47] Gouin, P.,  
Deschenes, C.,  
Iliescu, M.,  
Ciocan, G.,  
2009, Experimental investigation of draft tube flow of an axial turbine by Laser Doppler Velocimetry, Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, (pp. 111-123). Brno, Czech Republic
- [48] Gulich, J.F.,  
2008, Centrifugal Pumps, Springer, 1st ed., Berlin, Germany
- [49] Gulich, J.F.,  
Bolleter, U.,  
Gyulai, F.,  
1992, Pressure Pulsations in Centrifugal Pumps, J. Vib. Acoust. – Trans ASME, **114**(4), pp. 272-279
- [50] Hergt, P.H.,  
1988, Pompe, ventilatoare, compresoare, Vol. I și II, Lito Universitatea Politehnica Timisoara
- [51] Hirschi, R.,  
Dupont, Ph.,  
Avellan, F.,  
Favre, J.N.,  
Guelich J.F.,  
Parkinson, E.,  
1999, Pump research and development: past, present and future, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.121, pp.248-253
- [52] Jese, U.,  
Fortes-Patella, R.,  
Antheaume, S.,  
1998, Centrifugal pump performance drop due to leading edge cavitation: numerical predictions compared with model tests, Journal of Fluid Engineering, Vol.120, pp. 705-711
- [53] Keck, H.,  
Sick, M.,  
2014, High head pump-turbine: Pumping mode numerical simulations with a cavitation model for off-design conditions, IOP Conference Series Earth Environment Science, 22, 012048, pp. 1-11
- [54] Kim, J.H., Oh, K.T., Pyun, K.B., Kim, C.K., Choi, Y.S., Yoon, J.Y.,  
2008, Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines, Acta Mech., pp. 211-229
- [55] Kim, S.,  
Choi, Y.S.,  
Lee, K.Y.,  
Kim, J.H.,  
2012, Design optimization of a centrifugal pump impeller and volute using computational fluid dynamics, IOP Conference Series Earth Environment Science, 15, 032025, pp. 1-9
- [56] Kirschner, O.,  
Muntean, S.,  
Susan-Resiga, R.,  
2012, Interaction of impeller and guide vane in a series-designed axial-flow pump, IOP Conference Series Earth Environment Science, 15, 032027, pp. 1-8
- [57] Kirschner, O.,  
Muntean, S.,  
Susan-Resiga, R.,  
2007, Swirling Flow in a Straight Cone Draft Tube: Axi-symmetric Flow Analysis and Comparison with Circumferentially Averaged PIV Measurements,

- Ruprecht A., Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 52(66), No 6, pp. 185 – 196
- [59] KISTLER, 2005, Manual-User Guide
- [60] Klas, R., 2014, Analysis of novel low specific speed pump designs, IOP Conference Series Earth Environment Science, 22, 012010, pp. 1-11
- [61] Pochlyly, F., Rudolf, P., 2014, Energy dissipation in low specific speed pump, 18th International Seminar on Hydropower Plants, ID 51, Vienna, Austria
- [62] Lei, T., Baoshan, Z., ShuLiang, C., Yuchuan, W., Xuhe W., 2014, Numerical investigation of unsteady turbulent flow in a centrifugal pump at partial load, IOP Conference Series Earth Environment Science, 22, 012018, pp. 1-11
- [63] Lemonier, H., Rowe, A., 1992, Another approach in modelling cavitating flows, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 195, pp.557-580
- [64] Levi, Y., 1988, MS thesis, Technion, Haifa, Israel
- [65] Li, H.F., Hou, Y.W., Pan, Z.B., Zhou, W.C., He, M.H., 2012, Development and numerical analysis of low specific speed mixed-flow pump, IOP Conference Series Earth Environment Science, 15, 032017, pp. 1-8
- [66] Li, W.G., 2011, Inverse design of impeller blade of centrifugal pump with a singularity method, Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, Vol. 5, Nr.2, pp.119-128, ISSN 1995-6665
- [67] Ludke, A., 2004, Centrifugal process compressors – radial vs. tangential suction nozzles, ASME Lucre 85-GT-80
- [68] Menter, F.R., 1994, Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. AIAA Journal, 32(8):1598-1605
- [69] Miloş, T., 2001, Computer aided design optimization of the centrifugal pump impeller, Proceedings of the Workshop on Numerical Simulation for Fluid Mechanics and Magnetic Liquids, Ed. Orizonturi Universitare, pp. 69-78, Timișoara, România
- [70] Miloş, T., 2009, Pompe și ventilatoare centrifuge și axiale, Editura Politehnica Timișoara
- [71] Moisa, I., Gînga, G., Muntean, S., Susan-Resiga, R., 2012, Inverse design and 3D numerical analysis of the inducer for storage pump impeller, The 15th International Conference on Fluid Flow Technologies (CMFF'12) Budapest, Hungary, Vol. 2, September 4-7, pp. 812-819
- [72] Moisă, G.I., 2013, Teză de doctorat, Analiza și optimizarea curgerii pentru proiectarea inversă a turbomașinilor hidraulic, UPT
- [73] Muntean, S., Drăghici, I., Gînga, G., Anton, L.E., 2014, Hydrodynamic design of a storage pump impeller using inverse desing method and experimental investgation of the global performances, 18th International Seminar on

- [74] Baya, A., Muntean, S., Susan-Resiga, R., Anton, I., Hydropower Plants, ID 25, Vienna, Austria 2004, Mixing interface algorithm for 3D turbulent flow of the GAMM Francis turbine, Modelling Fluid Flow - The State of the Art, Vad, J., Lajos, T., Schilling, R. (Eds), Springer-Verlag, pp. 359-372
- [75] Nagahara, T., Okihara, T., Torii, D., 2012, Investigation of the hydraulic design for a high-performance centrifugal pump, IOP Conference Series Earth Environment Science, 15, 032028, pp. 1-9
- [76] Nelson, W.E., Dufour, J.W., 1992, Pump vibration, in Proceedings of the 9th International Pump Users Symposium, Texas A&M University, College Station, Texas, pp. 137-147
- [77] Ohashi, H., Tsujimoto, Y., 1999, Pump research and development: past, present and future-japanese perspective, Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.121, pp.254-258
- [78] Pavesi, G., Cavazzini, G., Dupont, P., Coudert, S., Caigaert, G., Bois, G., Ardizzon, G., 2006, Analysis of rotor-stator interactions effects within the vaned diffuser of a radial flow pump, 23rd IAHR Symposium, Yokohama, Japonia
- [79] Pendersen, N., Larsen, P.S., Jacobsen, C.B., 2003, Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions. Part 1: Particle image velocimetry (PIV) and Laser Doppler velocimetry (LDV) measurements, Transaction of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol.125, pp.61-72
- [80] Popa, O., 2007, Mecanica Fluidelor, Vol. I și II, Editura Tempus Timișoara
- [81] Riley, K., Hobson, M., Bence, S., 1997, Mathematical methods for physics and engineering, Cambridge University Press
- [82] Schilling, R., Schober, G., Hutter, M., Tham, S., 2014, Development of decentralized small pumped storage power plants (PSPP), 18th International Seminar on Hydropower Plants, ID 49, Vienna, Austria
- [83] Schober, G., Hutter, M., Schilling, R., 2014, Numerical analysis of a combined axial-radial pump-turbine, 18th International Seminar on Hydropower Plants, ID 26, Vienna, Austria
- [84] Schurhuber, R., Lechner, A., Hell, J., 2014, Stationary behaviour of different variable speed pumped storage concepts, 18th International Seminar on Hydropower Plants, ID 63, Vienna, Austria
- [85] Stuparu, A., 2009, Modelarea numerică și experimentală a curgerii în pompele centrifuge, Teză de doctorat, Editura Politehnica, Timișoara, România
- [86] Stuparu, A., Baya, A., Anton, L.E., 2005, Thermodynamic method for pumps efficiency monitoring and flow rate estimation, and application to a multistage pump, Proceedings of the Conference for Young Professionals: Innovations in the Field of Water Supply, Sanitation and Water Quality

- [87] Stuparu, A., Muntean, S., Anton, L.E., Baya, A., Management, pp. 175-180, București, România  
2008, 3D numerical investigation of flow through the centrifugal pump with double flux, in Proceedings of the 3rd Workshop on Vortex Dominated Flows, pp.75-80 Timișoara, Romania
- [88] Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Anton, L.E., Baya, A., 2007, Numerical investigation of a storage pump at constant speed, in Proceedings of the 3rd German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, pp. 73-84, Timișoara, Romania
- [89] Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Anton, L.E., Baya, A., 2007, Numerical analysis of pump hydrodynamics at constant speed, Scientific Bulletin of Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Special Issue, Tom 52(66), Fasc. 3, pp. 43-48
- [90] Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Baya, A., Anton, L.E., 2006, Numerical investigation of the influence of the suction elbow on the inlet flow field of a storage pump, Scientific Bulletin of Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 51(65), Fasc. 3, pp. 31-36
- [91] Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Baya, A., Anton, L.E., 2006, 3D numerical investigation of the flow in a centrifugal pump, Proceedings of the Romanian Fluent Users Meeting, Editura Printech, București, pp. 43-48
- [92] Tamm, A., Gugau, M., Stoffel, B., 2002, Experimental and 3D numerical analysis of the flow in turbomachines. Part I și Part II, Quanse 2002, International congress on quality assessment of numerical simulations in engineering, University of Concepcion, Chile
- [93] Tamm, A., Ludwig, G., Stoffel, B., 2001, Numerical, experimental and theoretical analysis of the individual efficiencies of a centrifugal pump, Proceedings of ASME FEDSM'01, 2001 ASME Fluid engineering division summer meeting, New Orleans, Louisiana, USA
- [94] Tănasă, C., 2011, Flow-feedback pentru reducerea fluctuațiilor de presiune în difuzorul conic al turbinelor hidraulice, Timișoara, Romania
- [95] Tsujimoto, Y., 2006, Cavitation instabilities in inducers, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 13, Franța
- [96] Tsujimoto, Y., Yoshida, Y., Meakawa, Y., Wanatabe, S., Hashimoto, T., 1997, Pump research and development: past, present and future-an american perspective, Transaction of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol.119, pp.775-781
- [97] U.S. DEPARTMENT OF ENERGY (DOE), 2004, Variable Speed Pumping - A Guide to Successful Applications. Executive Summary, Technical Report DOE/GO-102004-1913
- [98] Van den Braembusshe, R.A., 2006, Optimization of radial impeller geometry, Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 13, Franța
- [99] Van den Braembusshe, R.A., 2006, Flow and loss mechanisms of centrifugal pumps, in Design and analysis of high speed pumps, Educational Notes RTO-EN-AVT, Neuilly-sur-Seine,

- 
- [100] Xu, Y.,  
Yang, A.L, Lang,  
D.P., Dai, R.,  
[101] Yang, M., Wang,  
F., Qu, L., Xiao,  
R., Xu, J., Li, D.,  
[102] Yiu, K.F.C.,  
Zanganeh, M.,  
[103] Zanganeh, M.,  
[104] Zanganeh, M.,  
[105] Zhang, Z.,  
[106] Zhou, C.M.,  
Wang, H.M.,  
Huang, X.,  
Lin, H.,
- Franta, 2006, Paper 12, pp.12-1—12-26  
2012, Blade design loads on the flow exciting force in centrifugal pump, IOP Conference Series Earth Environment Science, 15, 032026, pp. 1-8  
2008, Performance improvement of double suction centrifugal pump bz using CFD, 24th IAHR Symposium on Hzdraulic Machinerz and Szstems, Foy do Iguassu, Brazilia  
2000, Three-Dimensional automanic optimization method for turbomachinery blade design, Journal of Propulsion and Power, Vol. 16, No. 6  
1991, A compressible three-dimensional design method for radial and mixed flow turbomachinery blades, International Journal of Numerical Methods in Fluids, Vol.13, pp. 559-624  
1998, On the design criteria for supression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp.723-735  
2010, Rotating stall mechanism and stability control in the pump flows, IOP Conference Series Earth Environment Science, 12, 012010, pp. 1-10.  
2012, Influence of the positive prewhirl on the performance of centrifugal pumps with different airfoils, IOP Conference Series Earth Environment Science, 15, 032020, pp. 1-7



## Curriculum vitae



### Informații personale

Nume / Prenume  
Adresă

Telefon Mobil  
E-mail  
Naționalitate  
Data nașterii

**Drăghici Ionel Aurel**

Str. Retezat, Nr. 97, Dr. Tr. Severin, Mehedinți,  
România  
(+4) 0740-95.25.45  
ionel\_draghici@yahoo.com  
română  
8 Martie 1985

### Experiența profesională

Perioada  
Funcția sau postul ocupat  
Activități și responsabilități principale  
Realizări

Numele și adresa angajatorului  
Sectorul de activitate  
Tipul activității

Perioada  
Funcția sau postul ocupat

Activități și responsabilități principale

17.10.2011 – prezent (finalizare martie 2015)

**Doctorand** cu frecvență în cadrul UPT, Facultatea de Mecanică

Cercetare și dezvoltare, întreținere stand pentru măsurători pompe cu turație variabilă, măsuratori cu laser - LDV (Laser Doppler Velocimetry)

Investigații experimentale asupra rotoarelor de pompă, investigarea câmpului hidrodinamic la intrarea în rotorul pompelor centrifuge de acumulare la turație variabilă cu metoda LDV și cu senzori pentru presiunii nestaționare

Universitatea Politehnica Timișoara, Piața Victoriei Nr. 2, Timișoara

Inginerie

Mașini și sisteme hidraulice și pneumatice

11.09.2014 – prezent

**Inginer mașini hidraulice** (Direcția Dezvoltare – Unitatea de Implementare a Proiectelor – Compartimentul Inginerie)

-Reprzintă Beneficiarul Final (Aquatim) în relația cu consulantul și antreprenorul pentru supervizarea proiectelor de investiții cu finanțare externă sau mixtă;

-Participă la asigurarea unui nivel tehnic ridicat în implementarea proiectelor de investiții cu finanțare externă sau mixtă;

-Participă activ la implementarea unui management performant al activelor hidromecanice aparținând Aquatim SA

Numele și adresa angajatorului Sectorul de activitate Tipul activității	Aquatim SA, Str. Gheorghe Lazăr nr. 11 A, Timișoara Servicii publice Societatea Aquatim furnizează servicii de alimentare cu apă și de canalizare în Timișoara și mai multe localități din județul Timiș
Perioada Funcția sau postul ocupat Activități și responsabilități principale Realizări	03.04.2013 – 17.06.2014 <b>Expert statistician</b> (Lider Departament SPC - Statistical Process Control) SPC (Statistical Process Control) este o metodă de control a calității care utilizează metode statistice. SPC se aplică în scopul de a monitoriza și controla un proces -Monitorizarea zilnică a producției ( program Q-DAS V10/V11 ) și rezolvarea diferitelor probleme împreună cu Inginerul -Realizarea de FDR (Full Dimensional Report) și MSA (Measurement Systems Analysis ) pentru PPAP (Production Part Approval Process) -Capabilitate (Cp/Cpk) pentru cotele pieselor măsurate 3D ( masina de masura Zeiss și DuraMax ) -R&R (Repeatability and Reproducibility) - program SOLARA -Audit de produs și de proces SAB Casting Machining, DN 59 Timișoara-Moravita KM 16, Timișoara Industria de mașini Turnare gravitațională de piese din aluminiu în cochile metalice, miezuri nisip procedeu hotbox/coldbox, tratamente termice, prelucrarea mecanică a pieselor
Numele și adresa angajatorului Sectorul de activitate Tipul activității	SAB Casting Machining, DN 59 Timișoara-Moravita KM 16, Timișoara Industria de mașini Turnare gravitațională de piese din aluminiu în cochile metalice, miezuri nisip procedeu hotbox/coldbox, tratamente termice, prelucrarea mecanică a pieselor
<b>Educație și formare</b>	2009 - 2011: Absolvent masterat, UPT, Facultatea de Mecanică, Secția „Hidromecanica mașinilor și sistemelor hidrodinamice,, diploma de master 2004 - 2009: UPT, Facultatea de Mecanică, Secția „Mașini și sisteme hidraulice și pneumatice,, diplomă de inginer 2001 - 2004: Liceul industrial „D-I Tudor,, Dr. Tr. Severin, diplomă de bacalaureat
<b>Aptitudini și competențe personale</b>	
Limba maternă	Română
Limbi străine cunoscute	Engleză, Germană
Competențe și aptitudini organizatorice	Energie, creativitate și simț organizatoric, calități care m-au promovat lider de departament la firma SAB Casting Machining

Competențe și  
aptitudini tehnice

Cunoștințe PC – Microsoft Office, Tecplot  
Programare CAD – AutoCAD, MathCAD  
Programare și operare a softurilor de simulare  
numérica și simulare vizuală a programelor cu  
fluide – MyFoil, XMGR, Fluent, Gambit

Alte informații  
relevante

-Participarea ca și membru la un proiect național  
„Cercetari si experimentari privind îmbunatatirea  
performantelor energetice si cavitationale ale  
pompelor PRO10-195 de la Statia de pompare  
Jidoaia,, ctr. nr.BC20/2011, Director proiect: Prof.  
Dr. Ing. ANTON Liviu Eugen, Beneficiar: S.C.  
Hidroelectrica S.A. Sucursala Râmnicu Vâlcea  
-Participarea la al 8-lea (2012), al 9-lea (2013) și  
al 10-lea (2014) „ German - Romanian Workshop  
on Turbomachinery Hydrodynamics,, organizat de  
către Universitatea din Stuttgart (Institutul de  
Mecanica Fluidelor și Mașini Hidraulice) ,  
Universitatea Politehnica din Timișoara (Centrul de  
Cercatere în Ingineria Sistemelor cu Fluide  
Complexe) și Academia Română – Filiala  
Timișoara  
-Diplomă de participare la Cercul Științific  
Studentesc „Mașini Hidraulice” 9 iunie 2009

**LISTA PUBLICAȚIILOR REZULTATE ÎN URMA TEZEI DE  
DOCTORAT, PUBLICATE SUB AFILIERE UPT**

**Ing. Ionel Aurel DRĂGHICI**

**Lucrări științifice publicate în volumele unor manifestări științifice (Proceedings) indexate ISI Proceedings**

[1] **I. Drăghici**, S. Muntean, A. I. Bosioc and L. E. Anton, "LDV measurements of the velocity field on the inlet section of a storage pump equipped with a symmetrical suction elbow for variable discharge values", in 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Montreal, Canada (IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, 22 032017 doi: 10.1088/1755-1315/22/3/032017) 2014. (ISI)

[2] S. Muntean, **I. Drăghici**, G. Gînga, L. E. Anton and A. Baya, "Hydrodynamic design of a storage pump impeller using inverse design method and experimental investigation of the global performances", in 18th International Seminar on Hydropower Plants, Vienna, Austria, 2014 (WasserWirtschaft Journal, issue Extra, pp.55-59, 2015). (ISI)

**Lucrări științifice publicate în reviste de specialitate indexate BDI**

[1] **I. Drăghici**, A. Bosioc, S. Muntean and L. E. Anton, "Experimental investigation of the non-uniform inflow generated by the symmetrical suction elbow of a large pump", Scientific Bulletin of Politehnica University from Bucuresti, ISSN 1454-2358, Series D: Mechanical Engineering, Vol.76, Iss.3, pp.207-214, 2014. (BDI-SCOPUS)