

# **Modelarea numerică și experimentală a curgerii în pompele centrifuge**

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

**ing. Adrian Ciprian STUPARU**

Conducător științific: Acad.prof.univ.dr.ing. Ioan ANTON  
Referenți științifici: prof.univ.dr. Adrian LUNGU  
CS I.dr.ing. Sebastian MUNTEAN  
prof.univ.dr.ing. Alexandru BAYA

Ziua susținerii tezei: 04.07.2009.

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

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

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2006

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

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

## Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității mele în cadrul Facultății de Mecanică, Catedra de Mașini și sisteme hidraulice și pneumatice din Universitatea „Politehnica” din Timișoara.

Mulțumiri deosebite se cuvin conducătorului de doctorat Acad.prof.dr.ing. Ioan ANTON, precum și colectivului Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe, din care fac parte prof.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA, prof.dr.ing. Liviu ANTON, prof.dr.ing. Alexandru BAYA, dr.ing. Sebastian MUNTEAN și dr.ing. Sandor BERNAD.

Timișoara, iunie 2009

Adrian Ciprian STUPARU

Stuparu, Adrian Ciprian

**Modelarea numerică și experimentală a curgerii în pompe centrifuge**

Teze de doctorat ale UPT, Seria X, Nr. 61, Editura Politehnica, 2009, 234 pagini, 230 figuri, 27 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN (10): 978-973-625-933-3; ISBN (13): .....

Cuvinte cheie:

pompe centrifuge, simulare numerică 3D, curgere ideală, curgere turbulentă, curgere bifazică cavitațională, câmp hidrodinamic, pierderi hidraulice curbe energetice, curbe de cavitație

Rezumat,

Lucrarea de față prezintă analiza numerică a curgerii ideale, turbulente și bifazice cavitaționale în pompele centrifuge de mare putere ce echipează stațiile de pompare din amenajarea hidroenergetică Lotru. În prima parte sunt descrise ecuațiile ce guvernează fiecare tip de curgere precum și metodologia necesară simulării numerice pentru fiecare caz în parte. Pe baza rezultatelor simulărilor numerice s-au trasat curbele energetice ce caracterizează funcționarea pompelor la cinci regimuri diferite și s-a realizat o analiză complexă a câmpului hidrodinamic din interiorul pompei precum și o analiză a comportamentului cavitațional al acesteia.

## CUPRINS

1. Introducere.....	7
1.1. Stadiul actual privind proiectarea clasică a pompelor.....	7
1.2. Generalități cu privire la abordarea numerică a curgerilor în turbomașini.....	18
1.3. Stadiul actual al tehnicilor de soluționare numerică a hidrodinamicii pompelor centrifuge.....	20
1.4. Problematika re tehnologizării pompelor centrifuge.....	22
1.5. Necesitatea abordării temei.....	24
1.6. Justificarea abordării numerice a modelării câmpului hidrodinamic.....	26
1.7. Analiza critică a principalelor rezultate din literatură.....	27
1.8. Evidențierea principalelor avantaje și limitări cu referire la curgerile 3D turbulente în canalele interpaletare.....	31
1.9. Scopul și conținutul tezei.....	31
2. Ecuțiile care guvernează simularea curgerilor ideale prin pompele centrifuge.....	32
2.1. Descrierea ecuațiilor ce guvernează curgerea ideală staționară.....	32
2.2. Metode principale de simulare a curgerilor ideale în pompele centrifuge și tehnicile de calcul în 3D.....	32
2.3. Descompunerea geometrică a domeniului traseului hidraulic.....	34
2.4. Definirea problemelor de curgere pe fiecare domeniu.....	36
2.5. Fluxul de energie specifică printr-o secțiune transversală a traseului hidraulic.....	38
2.6. Erori ale schemei numerice utilizate.....	39
3. Ecuțiile care guvernează simularea curgerilor turbulente 3D în pompele centrifuge.....	41
3.1. Detalierea ecuațiilor ce guvernează curgerea turbulentă staționară.....	41
3.2. Metode principale de simulare a curgerilor turbulente 3D în pompele centrifuge.....	42
3.3. Descrierea modelului de turbulență și detalierea avantajelor și dezavantajelor utilizării pentru curgerile în pompele centrifuge.....	44
3.4. Funcții de perete utilizate în calculul câmpului hidrodinamic.....	49
3.5. Definirea problemelor de curgere pe fiecare subdomeniu.....	53
3.6. Concluzii.....	56
4. Ecuțiile care guvernează simularea curgerilor bifazice cavitaționale.....	57
4.1. Ecuțiile care guvernează curgerea cavitațională bifazică.....	57
4.2. Metode principale de simulare a curgerilor cavitaționale turbulente 3D în pompele centrifuge.....	59
4.3. Modelul de amestec bifazic lichid-vapori.....	60
4.4. Modelarea transferului masic interfazic pentru curgeri cavitaționale.....	61
4.5. Alegerea modelului de cavitație. Exemplu curgere cavitațională pe un profil hidrodinamic și validare date experimentale.....	62
4.6. Concluzii.....	66
5. Simularea numerică și analiza curgerii într-o pompă centrifugă tip MU 81 instalată în sistemul energetic Lotru.....	67
5.1. Schema hidroenergetică Lotru.....	67
5.2. Condiții impuse funcționării în sistem. Măsurători experimentale disponibile...	71
5.3. Geometria și tipul pompei. Traseul de la aspirație. Traseul rotorice și paletele rotorice.....	72
5.4. Caracteristicile energetice măsurate ale pompei. Curbe de catalog.....	77

5.5. Parametrii de lucru ai pompei la punctul optim de funcționare ( $Q, H, n, P_{abs}$ )...	79
5.6. Parametrii de funcționare la regimurile de lucru diferite de punctul optim de funcționare.....	80
6. Analiza câmpului de presiune și viteză în cele două pompe.....	81
6.1. Distribuția vitezelor în rotorul pompelor centrifuge.....	81
6.2. Distribuția vitezei pe suprafața de ieșire a conductei de aspirație.....	119
6.3. Distribuția coeficientului de presiune în conducta de aspirație.....	137
6.4. Distribuția presiunii pe paletetele rotorului de pompă centrifugă.....	156
6.5. Concluzii.....	166
7. Caracteristicile energetice ale pompei investigate.....	168
7.1. Calculul $\eta_h = f(Q)$ , $H = f(Q)$ , $M = f(Q)$ $P_h = f(Q)$ și $P_{abs} = f(Q)$ la turație constantă.....	168
7.2. Comparația dintre curbele energetice calculate și măsurate. Discuții.....	176
8. Calculul pierderilor hidraulice în pompa centrifugă MU 81.....	179
8.1. Pierderile hidraulice în conducta de la aspirație.....	179
8.2. Pierderile hidraulice în rotorul pompei centrifuge.....	182
9. Caracteristicile de cavitație ale pompei MU 81.....	185
9.1. Introducere.....	185
9.2. Definiția și calculul coeficientului de incipiență a cavitației $\sigma_i$ (definiția în $c_p$ ) și trasarea curbei de cavitație $\sigma_i = f(Q)$ .....	185
9.3. Definiția $NPSH_c$ și trasarea curbei $NPSH_c = f(Q)$ .....	189
9.4. Definiția $NPSH_d$ și trasarea curbei $NPSH_d = f(Q)$ .....	198
9.6. Suprapunerea curbelor de cavitație $NPSH_c = f(Q)$ și $NPSH_d = f(Q)$ . Discuții...200	
10. Calculul curbelor de cavitație pe baza cunoașterii volumului de vapori la un stadiu dat de dezvoltare a fenomenului.....	202
10.1. Determinarea teoretică și trasarea curbelor primare de cavitație $V = f(\sigma_{inst})$ și $H = f(\sigma_{inst})$ .....	202
10.2. Comparație între curbele $\sigma_i = f(Q)$ obținute prin calculul volumului de vapori și cel al coeficientului de presiune.....	220
11. Concluzii și perspective.....	222
11.1. Concluzii.....	222
11.2. Perspective.....	225
Bibliografie.....	226

## 1. Introducere

### 1.1. Stadiul actual privind proiectarea clasică a pompelor

Pompele centrifuge pot fi monoetajate (cu un singur rotor) sau se construiesc etajat, cu intrare dublă, cu două rotoare legate în paralel, pentru asigurarea unui debit ridicat sau cu două sau mai multe rotoare legate în serie pentru a se realiza o înălțime de pompare mare.

Organele cu funcție hidraulică ce intră în componența unei pompe centrifuge sunt *rotorul* – reprezintă acea parte componentă a unei pompe centrifuge ce realizează transformarea energiei mecanice în energie hidraulică ce este transmisă către lichid *aparate de conducere* – realizează conducerea curentului de lichid de la racordul de aspirație la rotor, colectarea lichidului de la periferia unui rotor și conducerea lui la racordul de refulare (*colector*) sau conducerea curentului de lichid între etajele pompei (*inele de conducere nepaletate și paletaje statorice*).

În majoritatea cazurilor, datele de funcționare ale pompei centrifuge, debitul „Q” și înălțimea de pompare „H” precum și turația „n” și viteza specifică, care reprezintă mărimea de bază pentru alegerea parametrilor de proiectare, sunt date la începutul procesului de proiectare hidraulică clasică.

#### 1.1.1. Calculul hidraulic al paletelor rotorului

Proiectarea clasică a rotoarelor de pompe centrifuge implică calculul iterativ, mai ales în cazul rotoarelor cu viteză specifică mare.

##### a) Diametrul de intrare

În general, diametrul de butuc rezultă din calculul solicitării de torsiune admisibile, a săgeții de deformare a arborelui și a comportării dinamice a întregii mașini. Diametrul specific de intrare  $\delta$  reprezintă diametrul de intrare al unei pompe ce are o turație și un debit unitare. Funcție de cerințele impuse de funcționarea pompei centrifuge  $\delta$  se alege conform diagramei din figura 1.1. Hergt, [42].

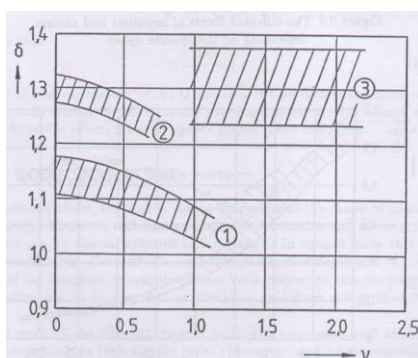


Figura 1.1. Variația diametrului specific de intrare funcție de turația specifică, Hergt, [42]

Diametrul de butuc la intrare  $D_{I0}$  și unghiul vitezei relative la intrare  $\beta_{I0}$  corespunzător liniei de curent exterioare sunt în directă legătură cu  $\delta$  și se vor calcula cu relațiile (1.1) și (1.2), după ce s-a analizat Gyulai, [41], Hergt, [42], Ionel, [47], Lobanoff & Ross [58], și Karassik, [50], s-au ales relațiile din Hergt, [42]:

$$D_{I0} = \delta \sqrt{\frac{\frac{Q}{n}}{1 - \left(\frac{D_H}{D_{I0}}\right)^2}} \quad (1.1)$$

Diametrul de butuc la intrare se va determina prin calcul iterativ, pornind de la o valoare inițială a raportului  $\frac{D_H}{D_{I0}}$ .

$$\operatorname{tg}\beta_{I0} = \frac{4}{\pi^2 \delta^3} \quad (1.2)$$

Parametrii geometrici de la intrarea rotorului influențează disipațiile hidraulice din rotor și performanțele cavitaționale ale rotorului. Există o limită minimă a unghiului  $\beta_{I0}$  sub care paletelile rotorice ar obtura în grad prea mare intrarea în rotor ( $\beta_{I0 \min} \approx 10^\circ$ ). Dacă această condiție este respectată la inel, în restul secțiunii de intrare este respectată automat.

### b) Diametrul de ieșire

Calculul acestui parametru geometric al rotorului de pompă centrifugă se efectuează funcție de coeficientul de sarcină (energie)  $\psi$  cu relația (1.3), conform Hergt, [42]:

$$D_1 = \frac{1}{n\pi} \sqrt{\frac{2gH}{\psi}} \quad (1.3)$$

Valoarea coeficientului de sarcină  $\psi$  se alege din diagrama reprezentată în figura 1.2, Hergt, [42]:

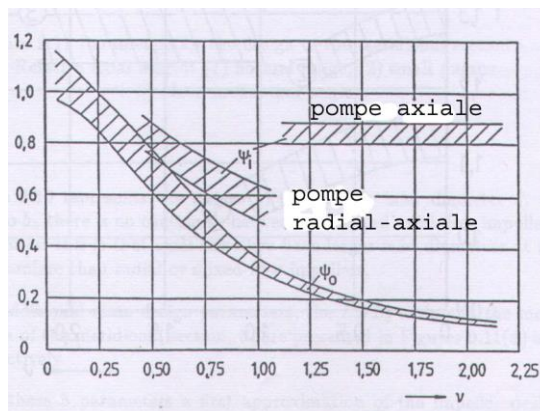


Figura 1.2. Variația coeficientului de sarcină pentru linia de curent interioară (i) și exterioară (o) funcție de turația specifică, Hergt, [42]



Funcție de valorile mai mici sau mai mari ale acestui coeficient de sarcină vor rezulta curbe caracteristice de funcționare mai abrupte sau mai plate și în general randamente sensibil mai bune.

### c) Lățimea canalului rotor ic interpaletar la ieșire

Această mărime geometrică  $B_1$  poate fi aleasă între limite largi și se recomandă de către Gyulai, [41], Hergt, [42], și Lobanoff & Voss, [58], să se calculeze cu ecuația (1.4):

$$B_1 = (1 - b_h) \frac{D_1}{2} \quad (1.4)$$

unde  $b_h$  se alege din diagrama reprezentată în figura 1.3, Hergt, [42],

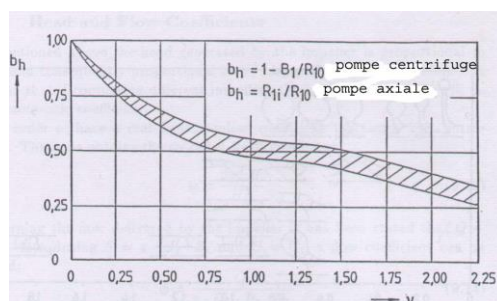


Figura 1.3. Variația raportului hidraulic la inel funcție de viteza specifică, Hergt, [42]

Lățimi mari ale canalului rotor ic interpaletar duc la unghiuri de ieșire mai mici și la palete mai lungi cu încărcări mai mari. Totuși, nu este recomandat ca încărcarea pe paletă să fie mică, din moment ce pierderile hidraulice prin frecare cresc, iar randamentul scade.

### d) Trasarea secțiunii meridiane a canalului rotor ic interpaletar

Pe baza mărimilor calculate anterior se poate trasa secțiunea meridiană a canalului rotor ic interpaletar.

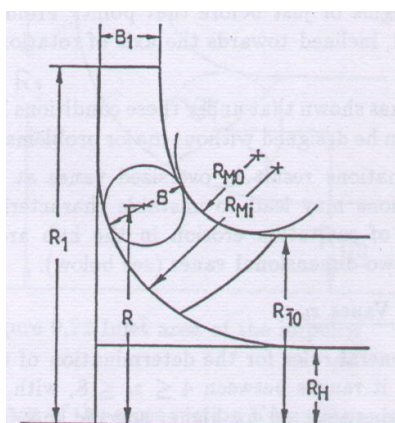


Figura 1.4. Secțiunea meridiană a canalului rotor ic interpaletar, Hergt, [42]

Pentru simplificare, tranziția de la butuc la coroană este proiectată ca un arc de cerc de rază  $R_{MI}$ . Cea mai mică rază de curbură, cea corespunzătoare inelului  $R_{MO}$  trebuie să îndeplinească condiția exprimată de relația (1.5), Hergt, [42]:

$$0.6 \leq \frac{R_{MO}}{B_I} \leq 0.8, \quad B_I = \frac{D_I - D_H}{2} \quad (1.5)$$

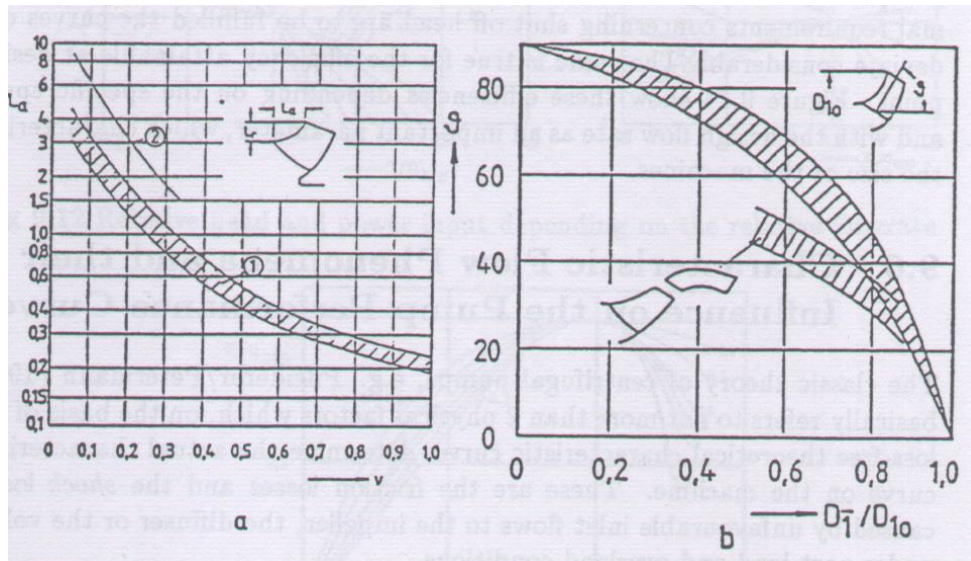


Figura 1.5. Parametrii de trasare ai secțiunii meridiane: a) lungimea axială relativă, b) unghiul de înclinație mediu, Hergt, [42]

Curba  $B(R)$  dintre intrarea și ieșirea din rotor trebuie să fie continuă și netedă. În cele mai multe cazuri scopul este să se obțină o curbă aproximativ liniară de-a lungul liniei de curent mijlocii care să respecte relația (1.6):

$$S = 2\pi RB \quad (1.6)$$

Pe baza acestei ipoteze se poate determina curba  $B(R)$ .

### e) Poziția bordului de atac și de fugă a paletei rotorice

Poziția muchiilor de intrare și ieșire ale paletajului rotorice depinde de tipul rotorului. Astfel la rotoarele radiale ambele muchii care delimitează paletajul rotorice pot fi paralele cu axa rotorului. Pe măsură ce turația specifică crește, muchia de intrare se deplasează în zona de curbură a rotorului pentru a asigura spațiu suficient rețelei de palete. Turația specifică crescând și muchia de ieșire se înclină (rotor radial-axial). Lungimile meridiane ale paletajului la inel și coroană trebuie să fie apropiate.

Paleta rotorice se rotunjește în zona de intrare printr-un arc de cerc sau de elipsă, realizând astfel un bord de atac hidrodinamic, puțin sensibil la mici modificări ale direcției vitezei relative.

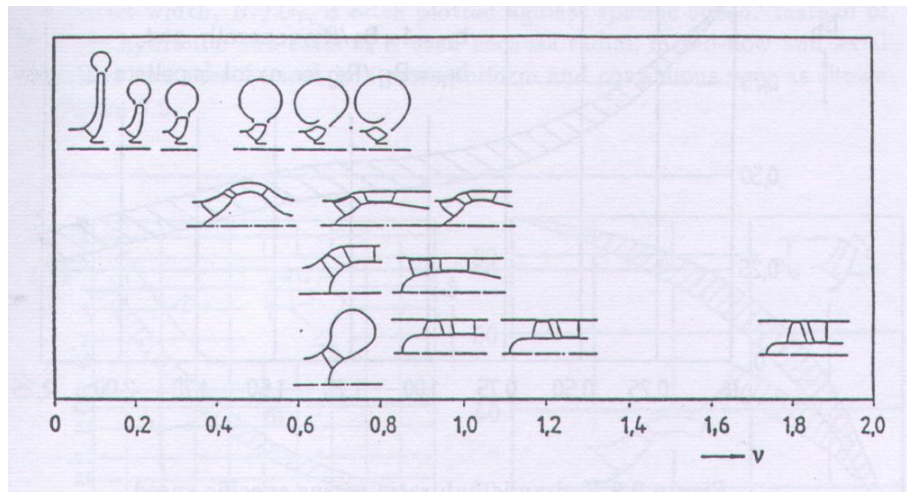


Figura 1.6. Variația poziției muchiiilor de intrare și ieșire funcție de turația specifică, Hergt, [42]

Bordul de atac al paletelor unui rotor normal cu palete tridimensionale, ce trebuie să asigure valori optime ale coeficienților de cavitație și ale randamentului, își are originea la linia de curent exterioară în punctul în care începe curbura inelului sau chiar înaintea acestui punct. De aici merge spre coroană, înclinat spre axa de rotație la un unghi cuprins între  $30^\circ$  și  $40^\circ$ , conform Hergt, [42], Miloș, [62]. Practica a arătat că în aceste condiții se pot proiecta fără mari probleme suprafețele paletelor rotorice optime din punct de vedere hidraulic. Înclinații mai mari duc la palete supradimensionate la linia de curent interioară, iar înclinații mai mici pot duce la curbe caracteristice instabile și/sau creșterea riscului de apariție a eroziunii cavitaționale în zona butucului. O excepție o constituie rotoarele cu palete bidimensionale.

#### f) Numărul de palete rotorice $z_p$

Nu există niște reguli general valabile pentru determinarea numărului de palete ale unui rotor. De obicei, potrivit recomandărilor lui Hergt, [42], Miloș, [62], și Stepanoff, [88],  $4 \leq z_p \leq 8$ , numărul mai mic de palete se alege pentru turații specifice mai mari. O excepție o constituie rotoarele pentru aplicații speciale, cum ar fi cele ce manevrează ape menajere, ce necesită secțiuni transversale libere relativ mari. Aceste rotoare sunt echipate cu 2 sau 3 palete deși acest lucru duce la scăderea randamentului.

Așa cum arată Anton, [7], pe baza încercărilor experimentale, este mai avantajos, din punct de vedere cavitațional, să se aleagă un număr mic de palete. În cazul pompelor centrifuge cu turație specifică mică și de dimensiuni mici, se poate utiliza soluția constructivă de rotoare cu două rânduri de palete, unele lungi și altele scurte, Anton, [7]. Astfel se îmbunătățește coeficientul de obstrucție al paletelor de la intrare în rotor și se știe că un număr mare de palete la ieșire din rotor ameliorează efectul de scădere a înălțimii de pompare. Conform măsurătorilor experimentale efectuate de Anton, [7], se poate spune că elementele geometrice de la intrarea în rotor influențează cu preponderență caracteristicile de cavitație ale

pompei, iar elementele de la ieșire au un rol important asupra caracteristicilor energetice.

Desimea rețelei este importantă pentru controlul desprinderilor curentului de lichid de pereții canalului rotorice interpaletar. În canalul rotorice pot apare și desprinderi accidentale, cauzate de imperfecțiuni ale suprafețelor și mai ales ale bordului de atac al paletelor, de confluența unor curenți. Dacă aceste canale rotorice sunt suficient de lungi, desprinderile se reatașează la perete. În paletaje dese există astfel de condiții favorabile pentru reatașare, în cele rare este dificil să se creeze lungimile acestea. Dacă aceste condiții de reatașare nu sunt asigurate, este favorabil a se scurta cât se poate canalul rotorice interpaletar pentru a diminua disipațiile prin frecare. În domeniul valorilor mici ale turației specifice pot fi realizate rețele dese, în cel al valorilor mari este nevoie să se treacă la rețele mai rare. În paralel se iau măsuri de reducere a altor pierderi pentru a contrabalansa dezavantajele rețelelor rare, și anume profilarea paletei, renunțarea la inel sau palete cu unghi de instalare reglabil.

### g) Unghiul de intrare al paletei

Practica a arătat că pentru determinarea unghiului de intrare se presupune că viteza meridiană este constantă și se calculează cu relația (1.7), Hergt, [42]:

$$v_m = \frac{Q + Q_1}{S_1}, \quad S_1 = 2\pi R_{1m} B_1 \quad (1.7)$$

unde  $S_1$  reprezintă secțiunea transversală de intrare și  $Q_1$  pierderea de debit prin etanșări. Calculul unghiului de intrare pe baza distribuției de viteze rezultată dintr-un calcul de curgere potențială ce ține cont de curbura în planul meridian nu a îndeplinit cerințele practice.

Trebuie să se țină cont de obturarea secțiunii transversale de către palete prin intermediul coeficientului definit cu relația (1.8), conform Hergt, [42], Stepanoff, [88], Addison, [1], [2]:

$$q_1 = 1 - \frac{z_p T_v}{n D_1 \sin \beta_{b1}}, \quad S_{1red} = S_1 q_1 \quad (1.8)$$

unde  $T_v$  reprezintă grosimea paletei la intrare.

Unghiul paletei este de obicei mărit cu câteva procente,  $\mu = 1.1-1.2$ , pentru a evita apariția cavitației pe partea activă a paletei rotorice, Miloș, [62], Hergt, [42]:

$$\operatorname{tg} \beta_{b1} = \mu \frac{v_m}{u_1} \quad (1.9)$$

Conform Anton&Baya, [13], Gyulai, [41], Ionel, [47], valoarea unghiului de intrare este subordonată condiției intrării fără șoc pe paleta rotorului. În general acest unghi are valori cuprinse între  $10^\circ..12^\circ$ , iar valoarea optimă din punct de vedere cavitațional este cuprinsă în intervalul  $14^\circ..18^\circ$ .

### h) Unghiul de ieșire al paletei

Pentru unghiul de ieșire al paletei rotorice se aleg valori între  $20^\circ < \beta_{b1} < 30^\circ$ , de cele mai multe ori având valorile  $22^\circ-26^\circ$ , după cum se recomandă de către Hergt, [42], Miloș, [62], Lobanoff & Voss, [58].

Unghiul de ieșire al paletelor este unul din parametrii de proiectare și este determinat astfel încât lungimea paletelor să fie suficientă pentru a îndeplini parametrii de funcționare ai pompei. În timp ce ceilalți parametri de proiectare sunt aleși pe baza experienței, între anumite limite și în conformitate cu condiții la limită speciale, unghiul de ieșire al paletelor este ultimul parametru necunoscut al rotorului și de aceea este un factor decisiv pentru îndeplinirea datelor de proiectare cerute.

Se poate presupune că după alegerea parametrilor  $D_1$  și  $B_1$  pentru valorile date ale lui  $Q$  și  $H$  și a estimării randamentului hidraulic, triunghiul de viteze la ieșire este cunoscut, elementele sale calculându-se pe baza relațiilor (1.10) – (1.13).

$$v_{u1} = \frac{gH}{\eta_t u_1} \quad (1.10)$$

$$v_{m1} = \frac{Q_t}{\pi D_1 B_1 q_1} \quad (1.11)$$

$$\alpha_1 = \arctg \frac{v_{m1}}{v_{u1}} \quad (1.12)$$

$$\beta_1 = \arctg \frac{v_{m1}}{u_1 - v_{u1}} \quad (1.13)$$

Unghiul  $\beta_1$  determinat cu relația (1.13) nu este identic cu unghiul  $\beta_{b1}$ , ci este mai mic. Înseamnă că momentul transmis de rotor este mai mic decât acela determinat folosind unghiul paletelor. Acest lucru a dus la introducerea unui coeficient de deviație  $p$  definit de Pfeleiderer, [75]:

$$v_{u1} = \frac{v_{u1b}}{1+p} \quad (1.14)$$

$$p = K \left( 1 + \frac{\beta_{b1}}{60} \right) \frac{R_1^2}{5z_p} \quad (1.15)$$

unde  $K$  este o constantă ce depinde de elementele din aval de rotor și are valoarea  $K = 0.6$  dacă există palete statorice și  $K = 0.6 \div 0.85$  pentru pompele cu cameră spirală. Cauza acestei deviații este vârtejul relativ și diferența de presiune de pe fețele paletelor. S-au făcut mai multe încercări empirice pentru a îmbunătăți relația de legătură dintre coeficientul de deviație și geometria rotorului.

Variația unghiului de ieșire al paletelor are o influență directă asupra înălțimii de pompare, și anume, înălțimea de pompare crește odată cu creșterea unghiului de ieșire al paletelor, conform Anton, [7], Miloș, [62], și Gyulai, [41]. Creșterea unghiului duce la scăderea diametrului de la ieșire. Pentru valori ale  $\beta_{b1} > 45^\circ$  înălțimea de pompare dinamică este tot mai mare, iar pentru  $20^\circ < \beta_{b1} < 45^\circ$  înălțimea de pompare statică (energia specifică potențială) este mai mare decât cea dinamică. Pentru ca rotorul să transfere energia fluidului, paleta trebuie să devieze curentul în sensul de rotație față de traiectoria liberă. Există o valoare a unghiului de la ieșire,  $\beta_{b1d} = 90^\circ$ , la care rezultă un schelet drept. Pentru  $\beta_{b1} < \beta_{b1d}$  concavitățile paletelor este în sens negativ față de sensul de rotație (paleta întoarsă înapoi), la  $\beta_{b1} > \beta_{b1d}$  concavitățile paletelor este spre sensul de rotație (paleta întoarsă înainte). În acest ultim domeniu se plasează paleta cu ieșire radială ( $\beta_{b1} = 90^\circ$ ).

Unghiul de la ieșire influențează gradul de reacție al rotorului, acesta influențează disipațiile în aparatele de conducere. Valori mici ale acestui unghi duc la grade de reacție mari și la pierderi mai mici în aparatele de conducere. Minimizarea

pierderilor hidraulice în rotor duce la soluții în domeniul paletelor întoarse înapoi. Minimizarea gabaritelor duce la palete întoarse înainte.

### **i) Metode de optimizare a zonei de ieșire din paletajul rotoric**

Așa cum se arată în Anton, [7], Miloș, [62], și Gyulai, [41], numărul minim de palete și unghiul optim de ieșire al paletelor se stabilesc pe baza a două criterii:

- minimizarea pierderilor hidraulice în rotor
- minimizarea diametrului de ieșire

Cel de-al doilea criteriu este impus de influența numărului de palete, implicit a încărcării paletelor, asupra gradului de deviație, precum și de influența directă a unghiului de ieșire al paletelor asupra înălțimii de pompare.

Pierderile hidraulice la debitul de calcul apar sub trei forme diferite:

- salturile de viteză cauzate de obturare
- frecarea pe pereții canalului rotoric interpaletar
- pierderile locale cauzate de curbura canalului rotoric interpaletar, de conducerea în difuzor și de mișcările secundare din zonele moarte ale canalului.

Limitarea gradului de obturare impune un număr relativ mic de palete. Scăderea valorii pierderilor prin frecare se realizează tot prin micșorarea numărului de palete. Pierderile locale au ponderea cea mai mare, iar pentru a reduce valoarea lor este necesar să se limiteze unghiul de difuzor prin apropierea valorilor vitezei relative de la intrare și ieșire și să se mărească raza de curbură a canalului rotoric interpaletar în comparație cu diametrul echivalent al canalului.

### **j) Metode de trasare a paletelor rotoric**

Paletelor rotoarelor cu viteze specifice mici și diametre de intrare mici pot fi desenate cu o singură curbură (palete cilindrice) fără o creștere semnificativă a pierderilor, dar cu avantaje în ceea ce privește costurile de fabricație. În acest caz bordul de atac al paletelor e doar puțin înclinat spre axa de rotație, ceea ce înseamnă că diferența între unghiul paletelor, care este constant de-a lungul muchiei de intrare, și unghiul de curgere rămâne mică.

În principiu, paleta poate fi desenate prin trasarea doar a unei linii de curent. O trasare simplă este cea a paletelor arc de cerc.

Există câteva metode pentru trasarea paletelor cu curbură dublă, cum sunt paletelor cu o suprafață tridimensională:

- *metoda prin puncte*, presupune calcularea coordonatelor paletelor pe fiecare linie de curent presupunând o modificare liniară a vitezei relative între intrarea și ieșirea din paletaj
- *metoda Kaplan*, se bazează pe trasarea liniilor de curent meridiane în plan în ordinea lungimii, iar profilul paletelor este determinat cu o curbă continuă între intrare și ieșire
- *metoda reprezentării conforme*, spre deosebire de primele două metode, această metodă permite evaluarea poziției fiecărei linii de curent

### **1.1.2. Calculul hidraulic al colectorului pentru pompele centrifuge**

Metoda clasică de proiectare se bazează pe legea de conservare a momentului unghiular al curentului în aval de rotor:

$$Rv_u = R_1 v_{u1} = \text{const} \quad (1.16)$$

Dacă  $v_u$  este viteza perpendiculară pe secțiunea transversală și presupunând că debitul la ieșirea din rotor este uniform distribuit pe circumferință se obține:

$$Q_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{2\pi} Q \quad (1.17)$$

unde  $Q_\varepsilon$  reprezintă debitul ce trece prin secțiunea transversală aflată la unghiul  $\varepsilon$ .

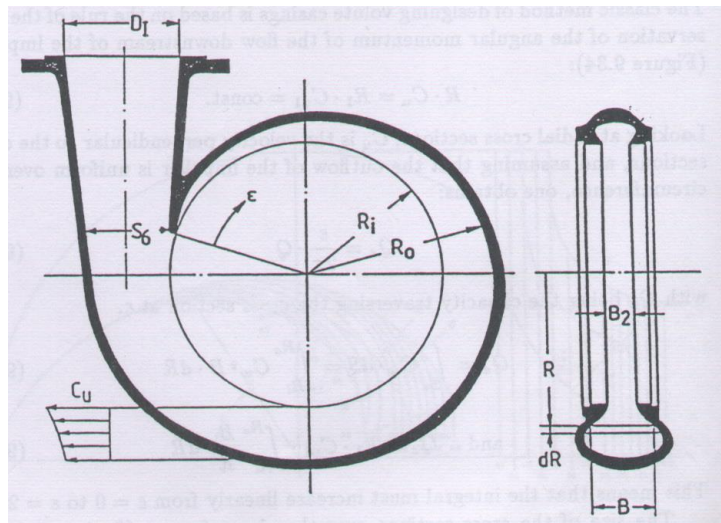


Figura.1.7. Colector, Hergt, [42]

$$Q_\varepsilon = \int_{S_\varepsilon} v_u dS = \int_{R_i}^{R_o} v_u B dR \quad (1.18)$$

$$Q_\varepsilon = R_1 v_{u1} \int_{R_i}^{R_o} \frac{B}{R} dR \quad (1.19)$$

Înseamnă că integrala trebuie să crească liniar de la  $\varepsilon = 0$  până la  $\varepsilon = 2\pi$ . Mărimea secțiunii transversale de-a lungul circumferinței se calculează cu ecuațiile de mai sus (1.18) și (1.19).

Forma secțiunii transversale are o mică influență asupra randamentului. Totuși, datorită conectării cu racordul de refulare se recomandă a se alege o formă a cărei secțiuni transversale finale să nu difere cu mult față de un cerc. Dacă secțiunea transversală finală este circulară atunci integrala  $\int_{S_6} \frac{B}{R} dR$  poate fi înlocuită

cu o bună aproximație cu raportul  $\frac{S_6}{R_S}$ , unde  $R_S$  reprezintă distanța dintre centrul de greutate al suprafeței  $S$  și axa de rotație.

Experiența practică a arătat că pentru determinarea razei interioare  $R_i$  se poate folosi relația de calcul următoare, conform Hergt, [42], Karassik et al., [51], și Kovats&Desmur [55],:

$$R_f = R_I \left( 1 + \frac{v}{1.7} \right) \quad (1.20)$$

Dacă această cameră spirală este urmată de un racord de refulare tangențial, unghiul total de difuzie trebuie să nu depășească  $2^\circ \div 6^\circ$ .

Dacă este necesară prezența unui racord de refulare dispus radial, se recomandă a se respecta cu strictețe valorile standard recomandate în figura 1.8. Deviația ce apare va duce la scăderea randamentului.

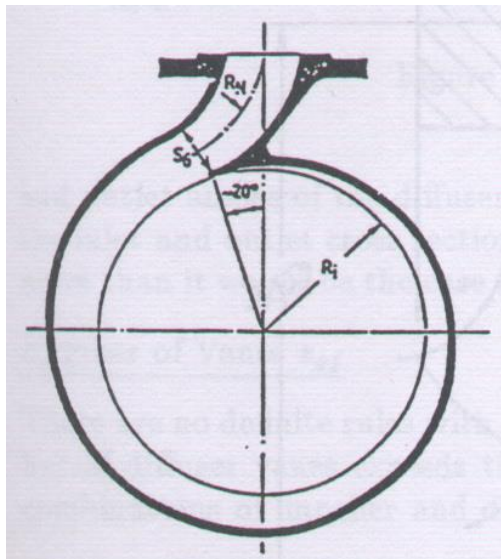


Figura.1.8. Colector cu ieșire radială, Hergt, [42]

Pentru înălțimile de pompare mari, din motive de stabilitate și pentru a reduce forțele radiale se folosesc așa numitele *colectoare duble*, reprezentate în figura 1.9.

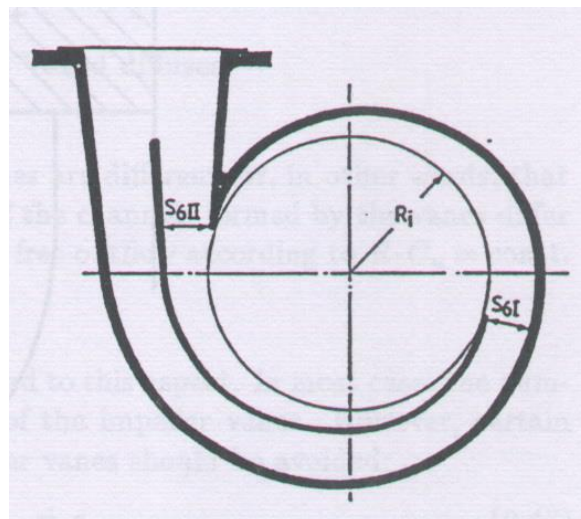


Figura.1.9. Colector dublu, Hergt, [42]



Acest tip de cameră spirală este formată din două semicamere spirale concentrice, dezvoltate doar pe  $180^\circ$  și care se unesc în dreptul racordului de refulare. Camera spirală nu influențează curgerea, aceasta este influențată doar în racordul de refulare.

### 1.1.3. Calculul hidraulic al difuzorului prevăzut cu paletaj

Difuzorul prevăzut cu palete se folosește pentru a reduce viteza din aval de rotor și pentru a transforma presiunea dinamică în presiune statică. Viteza este cu mult micșorată față de colectoare, acest lucru datorându-se faptului că unghiurile de intrare și de ieșire al paletajului difuzorului sunt diferite sau, altfel spus, secțiunile transversale la intrare și ieșire ale canalelor interpaletare ale difuzorului diferă cu mult față de cazul în care curgerea ar fi neperturbată.

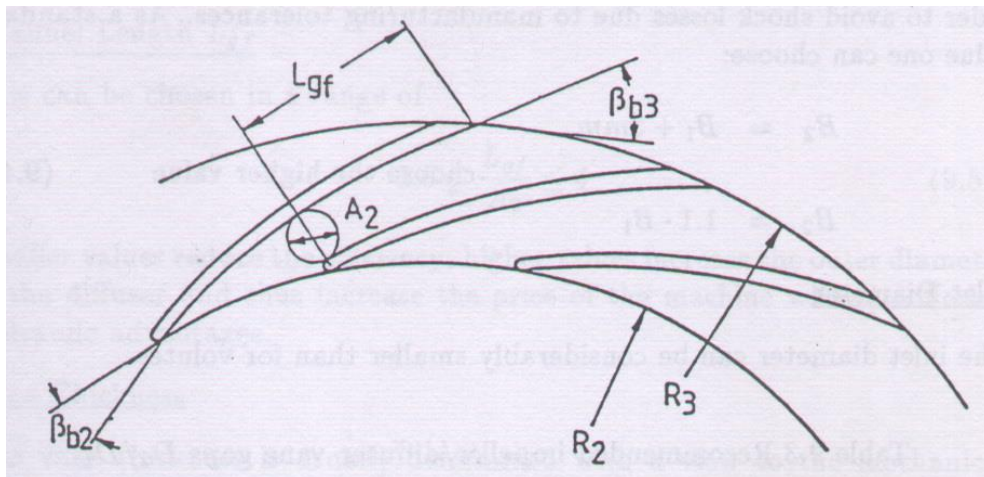


Figura. 1.10. Difuzor prevăzut cu paletaj, Hergt, [42]

Nu există o regulă clară în ceea ce privește alegerea numărului de palete ale difuzorului. De cele mai multe ori numărul paletelor difuzorului este mai mare decât numărul paletelor rotorului, după cum se arată în Hergt, [42], Karassik & Carter, [50], Miloș, [62]. Anumite combinații între numărul de palete ale difuzorului,  $z_{gf}$ , și numărul de palete rotorice trebuie evitate:

- $z_{gf} \neq z_p$  datorită apariției fluctuațiilor de presiune
- $z_{gf} \pm 1 \neq kz_p, k=1,2,3...$  datorită vibrației carcasi pompei. Importanța acestui criteriu descrește cu creșterea lui  $k$ .
- $z_{gf} \pm 1 = kz_p$ , această egalitate trebuie evitată întotdeauna

Valoarea lățimii de intrare în difuzor este întotdeauna mai mare decât lățimea de la ieșirea din rotor pentru a evita pierderile hidraulice prin șoc. Diametrul de la intrare se poate alege considerabil mai mic decât în cazul camerei spirale.

Unghiul de intrare în difuzorul paletat se alege în funcție de unghiul de ieșire al curentului din rotor, iar cel de ieșire este aproape dublu față de cel de intrare, datorită lungimii canalului și a suprafeței de intrare.

Secțiunea de intrare a difuzorului cu paletaj este un parametru important a cărui determinare exactă depinde de conceptul de ansamblu al difuzorului.

Procedura de calcul este similară cu cea de la camerele spirale. Valori mici ale lungimii canalului interpaletar duc la scăderea randamentului, iar valori mai mari duc la creșterea diametrului de la ieșirea din difuzor, ceea ce duce la creșterea costurilor fără a oferi vreun avantaj din punct de vedere hidraulic.

Grosimea paletelor difuzorului se determină funcție de stabilitatea mecanică. În general grosimea crește de-a lungul paletei ajungând la valori mai mari cu până la 1.5 sau chiar dublul valorii de la intrare.

#### 1.1.4. Calculul hidraulic al celui de-al doilea stator pentru pompele centrifuge multietajate

Deoarece viteza curentului de fluid este redusă și doar puțin deviată de către paletajul difuzorului, pompele multietajate trebuie să fie echipate cu o a doua rețea de palete statorice care să devieze curentul de fluid pentru a asigura o curgere la intrarea în următorul etaj al pompei fără sau aproape fără prerotație.

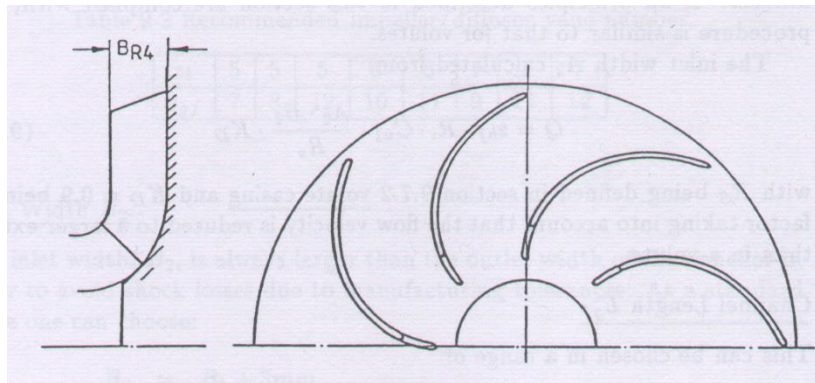


Figura. 1.11. Cel de-al doilea stator al pompelor multietajate, Hergt, [42]

Secțiunea de intrare a acestui al doilea stator este adaptată la ieșirea din difuzor, adică unghiul de intrare al curentului de fluid este calculat pe baza ecuației de continuitate și a conservării momentului la ieșirea din difuzor. În cele mai multe cazuri unghiul de ieșire este egal cu  $90^\circ$ . Dacă unghiul de ieșire are valori cuprinse între  $70^\circ \div 80^\circ$  atunci rezultă o mică prerotație a fluidului care duce la reducerea înălțimii de pompare a etajului următor, dar îmbunătățește stabilitatea curbei caracteristice.

Lățimea la intrare a paletelor este mai mică decât lățimea la ieșirea din paletajul difuzorului. Lățimea la ieșire este astfel aleasă încât să se obțină o mică accelerare a curgerii meridiane atunci când curgerea trece de la direcție radială la direcție axială. Numărul de palete trebuie să fie cuprins între 8 și 12, după cum rezultă din Hergt, [42], Miloș, [62], și Lobanoff & Ross, [58].

## 1.2. Generalități cu privire la abordarea numerică a curgerilor în turbomașini

În ultimele două decenii calculatoarele s-au impus ca un instrument indispensabil în toate domeniile ingineresti, conducând la apariția unor noi direcții de cercetare. Cunoscută în literatura internațională de specialitate sub titulatura de **Computational Fluid Dynamics (CFD)** această nouă direcție de cercetare se

găsește la intersecția matematicilor aplicate, dinamicii fluidelor și calculatoarelor, permițând modelarea numerică a curgerii fluidelor. În noile condiții, calculele pot oferi cu o precizie foarte bună, o descriere detaliată a câmpurilor de viteze și presiuni, ce formează câmpul hidrodinamic al curgerii. Aceste capacități provin dintr-o continuă rafinare și dezvoltare a algoritmilor de calcul, precum și dintr-un progres rapid al tehnicii de calcul moderne.

Problematika abordată se încadrează în categoria investigațiilor numerice complexe a curgerilor în turbomașini, domeniu extrem de actual pe plan internațional, care reunește eforturile specialiștilor din Germania, Japonia, Elveția, Suedia, Franța, Canada, Statele Unite ale Americii, Italia, etc.

La ora actuală, proiectarea tuturor tipurilor de turbomașini, cum ar fi pompele, turbinele hidraulice, ventilatoarele, motoarele de avion, este de neconceput fără ca o componentă CFD să facă parte din ciclul de proiectare. Mai mult decât atât, pe măsură ce utilizarea CFD în domeniul turbomașinilor a ajuns la o anumită maturitate, această tehnică a fost aplicată și în investigarea curgerilor în etanșări, pasaje de răcire, lagăre și alte aplicații din acest domeniu.

În anii 1970, domeniul turbomașinilor a fost printre primele dintre domeniile din industrie în care s-au efectuat investigații cu ajutorul tehnicilor CFD. Importanța majoră a aerodinamicii în proiectarea pompelor și turbinelor hidraulice a făcut ca proiectanții acestor turbomașini să fie printre primii care să sesizeze avantajele oferite de, pe atunci, noua tehnică de investigare. Începând cu calculul simplificat al curgerii bidimensionale al curgerii între două profile alăturate, CFD a oferit inginerilor o nouă libertate în proiectarea profilelor hidrodinamice pentru construcția paletelor de pompe și turbine hidraulice. Utilizarea de către aceștia a noii metode de investigare a curgerii fluidelor a avut un mare impact asupra randamentelor mașinilor hidraulice rezultate în urma procesului de proiectare.

Utilizarea tehnicilor CFD la dezvoltarea de noi profile hidrodinamice ce conduc la pierderi hidraulice mici a fost extinsă apoi la proiectarea tridimensională a paletelor de mașini hidraulice. Acest lucru a dus la creșterea acurateței în predicția randamentelor și a încărcării dinamice a turbomașinilor. Abordarea proiectării prin prisma analizei curgerii fluidelor în turbomașini folosind tehnici avansate CFD, a făcut posibilă luarea în considerare și soluționarea problemelor datorate curgerii cu șoc și curgerilor secundare ce apar la funcționarea mașinilor hidraulice.

Recent a devenit posibilă folosirea metodologiei CFD pentru a studia și valorifica interacțiunea dintre paletajele fixe și mobile în procesul de proiectare a mașinilor hidraulice. Acest lucru conduce nu doar la îmbunătățirea performanțelor hidraulice, dar și la estimarea forțelor dinamice ce duc la vibrația paletajelor datorită mișcării relative a acestora.

Tehnica CFD este utilizată la prezentarea mai multor aspecte ale curgerii în turbomașini. Astfel poate fi analizată în detaliu funcționarea tuburilor de aspirație, tronsoanelor de la intrare în turbomașini, aparatelor directe, vanelor și camerelor spirale amplasate la ieșirea din pompe. Puternica tehnologie CFD care a făcut posibil progresul rapid în domeniul randamentului motoarelor de avion, este acum folosită pe scară largă la analiza curgerii fluidelor prin mașinile hidraulice. Tehnologia flexibilă și stabilă a solverului programelor CFD constituie baza pentru deciziile care se iau în proiectarea diverselor tipuri de pompe utilizate în numeroase domenii de activitate.

Avantajele utilizării CFD în analiza funcționării turbomașinilor sunt:

- proiectarea rapidă a parametrilor turbomașinilor și studii detaliate de optimizare sunt realizate pe calculator în locul efectuării lor pe standuri

- experimentale, lucru care duce la scăderea costurilor necesare acestor investigații
- se obțin mașini hidraulice cu randamente mai ridicate datorită înțelegerii mai bune a influenței diferitelor modificări de proiectare asupra curgerii fluidului
- se scurtează timpii necesari realizării turbomașinilor, pornind de la conceperea lor și până la producția efectivă, prin reducerea numărului de iterații necesare în procesul de dezvoltare

Impactul aplicării metodologiei CFD este substanțial în acele domenii ale industriei, unde performanțele hidrodinamice reprezintă „bijuteriile coroanei” din punct de vedere tehnologic, și unde doar tehnicile CFD pot furniza, într-un mod practic, soluțiile pentru îmbunătățirile dorite în funcționare. De aceea nu constituie o surpriză faptul că mulți lideri din diverse domenii de activitate ale industriei și-au mutat interesul de la modelarea fizică și încercările experimentale spre strategii de soluționare a problemelor ce apar în funcționarea mașinilor hidraulice bazate pe tehnici CFD.

Cerințele, la nivel european, din ce în ce mai exigente pentru definirea strategiilor de cercetare, formare și schimb de informații în domeniul turbomașinilor a condus la apariția în cadrul „*European Research Community on Flow, Turbulence And Combustion*” (ERCOTAC) a „*Turbomachinery Special Interest Group*” (TSIG). Una din prioritățile TSIG a fost crearea bazei de date *TSIG Database*, ce cuprinde rezultatele experimentale pentru 10 probleme test din domeniul turbomașinilor.

O dovadă în plus a faptului că simularea numerică a curgerilor 3D în pompele centrifuge, este una din problemele fundamentale de larg interes, o reprezintă problematica abordată în numărul mare de articole apărute în volumele ultimelor conferințe ale „*International Association of Hydraulic Engineering and Research*” (IAHR): XV IAHR Symposium – Belgrad (1990), XVI IAHR Symposium – Sao Paulo (1992), XVII IAHR Symposium – Beijing (1994), XVIII IAHR Symposium – Valencia (1996), XIX IAHR Symposium – Singapore (1998), XX IAHR Symposium – USA (2000), XXI IAHR Symposium – Lausanne (2002), XXII IAHR Symposium – Stockholm (2004), XXIII IAHR Symposium – Yokohama (2006), XXIV IAHR Symposium – Foz de Iguassu (2008)

### **1.3. Stadiul actual al tehnicilor de soluționare numerică a hidrodinamicii pompelor centrifuge**

În ultimii 19 ani utilizarea CFD ce are la bază soluționarea ecuațiilor de curgere Navier-Stokes mediate Reynolds (RANS) a devenit un instrument de simulare industrială standard pentru proiectarea, analiza și investigarea curgerii fluidelor în interiorul turbomașinilor. Dezvoltarea acestui domeniu a fost posibilă datorită existenței codurilor comerciale CFD robuste și a creșterii puterii de calcul, fapt care a dus la reducerea costurilor necesare simulării numerice în comparație cu costurile care le presupun testele experimentale pe prototip și model. În ce privește modelarea numerică a turbulenței curgerii, în această perioadă s-au înregistrat doar câteva progrese tehnice.

Problema fundamentală a simulărilor numerice CFD o reprezintă evaluarea efectelor turbulenței, care, potrivit spuselor lui Lamb, [57], de acum mai bine de 100 de ani, încă rămâne „principala dificultate nesoluționată a temei noastre”. La nivel științific, turbulența este una din marile probleme nerezolvate a fizicii computaționale neliniare. Pentru simularea directă a turbulenței prin Simulare Numerică Directă (DNS) este nevoie să se surprindă scala de timp și de lungime ale

tuturor structurilor caracteristice curgerii, pornind de la scala mare a transportului energiei și ajungând la scala mică disipativă. Deoarece acestea variază cu câteva ordine de mărime, va trebui soluționată o scală spațială tipică de  $10^{-5}$  până la  $10^{-6}$  din mărimea domeniului de analiză numerică după fiecare axă de coordonate. Pentru aplicațiile industriale din ziua de azi acest lucru depășește puterea de calcul actuală. Chiar și pentru cele mai performante calculatoare din lume, DNS va rămâne, pentru cel puțin următorii ani, un instrument de studiu pentru geometrii simple și numere Reynolds scăzute. Simularea curgerilor cu turbulență mare (LES), la care vârtejurile turbulente mari sunt surprinse de rețeaua de discretizare domeniului de analiză și mișcările turbulente sunt modelate de un așa numit model sub-rețea, consumă mai puțină putere de calcul și este mai apropiată de aplicațiile ingineresti.

În cercurile academice și industriale se consideră că utilizarea CFD ce are la bază soluționarea ecuațiilor RANS împreună cu un model de turbulență adecvat, va reprezenta baza calculului ingineresti pentru mulți ani de acum înainte. Chiar și când utilizarea LES sau DNS va deveni practică, soluțiile ce au la bază RANS vor fi utilizate pentru proiectarea inițială, așa cum instrumente mai puțin complexe sunt utilizate azi, așadar va trebui găsită o metodă pentru soluționarea impreciziilor rezultate din modelarea turbulenței.

În completarea dificultăților fizice de modelare numerică a efectelor turbulenței, mai există și alte surse de erori în cazul simulărilor CFD. O problemă majoră o reprezintă calitatea discretizării numerice în simulările CFD a domeniilor de analiză, precizie care poate fi insuficientă pentru a obține soluții numerice care să fie independente de tipul discretizării și acest lucru a dus la ample discuții asupra credibilității multor simulări CFD. Dificultățile au fost amplu demonstrate de numeroasele exerciții de validare CFD ce au implicat probleme test, la care s-au pus la dispoziția participanților doar anumite informații, care să permită realizarea setarea problemei și soluționarea ei numerică, dar nu au fost disponibile toate rezultatele obținute experimental. Rezultatele unor astfel de probleme test pot fi foarte dependente de cel care soluționează numeric problema, chiar și atunci când se utilizează același software și aceleași modele de turbulență. Marele beneficiu ce reiese din astfel de exerciții de validare a fost identificarea numeroaselor cauze care duc la diferențe între rezultatele soluționării numerice a aceleiași probleme, și faptul că se oferă o bună înțelegere asupra domeniului de rezultate ce se pot obține.

Întrebarea care apare este legată de metoda de a alege cea mai bună procedură care să asigure obținerea unor rezultate numerice credibile și exacte. Până de curând nu a existat nici un manual de metode standard care să poată fi folosit pentru a obține și care să confirme că s-a obținut cea mai bună precizie numerică. A fost nevoie urgentă de apariția unui astfel de manual care să fie derivat din cunoștințele actuale ale utilizatorilor CFD din domeniul academic și industrial și ale celor care dezvoltă coduri sursă expert. Un astfel de manual a fost realizat de specialistul producătorului de software dedicat soluționării numerice a curgerii FLUENT, Frank Kelecy, [53]. În acest îndrumător de bună practică pentru studiul curgerii în turbomașini se abordează aspectele legate de problematica modelării numerice a curgerii și metode de abordare, de realizarea domeniului de analiză numerică și de discretizarea acestuia. Se prezintă modul în care trebuie alese și impuse condițiile la limită și strategii de soluționare numerică a curgerii.

Pentru validarea analizei numerice asupra unei pompe centrifuge s-a realizat, de către producătorul de pompe KSB, așa cum se prezintă în Newsletter, [116], un studiu asupra unei pompe din industria alimentării cu apă. Comparațiile realizate între rezultatele numerice obținute și rezultatele experimentale obținute

din testarea unui model al pompei ce a funcționat având ca fluid de lucru aerul. S-a constatat că rezultatele numerice sunt în bună concordanță cu cele experimentale. Spre exemplu, cu ajutorul programului de simulare numerică FLUENT s-a obținut un randament hidraulic de 0.967, iar valoarea randamentului rezultat din măsurători a fost de 0.964.

Cercetătorii din Departamentul de Mecanica Fluidelor de la Universitatea din Oviedo, Spania, [28], sub îndrumarea lui E. Blanco-Marigorta, au făcut un amplu studiu de analiză a funcționării unei pompe centrifuge comerciale folosind programul GAMBIT pentru generarea domeniului de analiză și discretizarea lui și programul FLUENT pentru analiza numerică a curgerii. S-a identificat faptul că într-o pompă centrifugă curgere reprezintă un fenomen tridimensional complex ce cuprinde turbulența, curgeri secundare și instabilități. Din această cauză au utilizat, pe o rețea formată din opt calculatoare, un domeniu de discretizare hibrid, tehnica domeniului de discretizare rotativ și o discretizare de ordin superior în FLUENT. S-au investigat numeric și experimental puncte de funcționare caracterizate de un debit mai mic, egal și mai mare decât debitul punctului optim de funcționare și s-au obținut rezultate care au fost în bună concordanță. În urma studiului numeric s-au obținut informații valoroase despre curgere legate de evoluția distribuției de presiune de-a lungul pompei, inclusiv diferența de presiune dintre extradodusul și intradosul paletei și asimetria distribuției de presiune pe camera spirală și rotor datorată pintenului camerei spirale. Acest studiu evidențiază avantajele ce se pot obține prin utilizarea programelor GAMBIT și FLUENT la proiectarea pompelor centrifuge folosite în industria chimică, petrolieră și a apei.

O importantă contribuție la dezvoltarea soluționării numerice a curgerilor în turbomașini, atât în țara noastră, cât și în Europa, o au membri Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe (CNISFC). Domnul dr.ing. Sebastian MUNTEAN a elaborat, în cadrul tezei de doctorat și a colaborărilor ulterioare cu industria, o metodologie complexă și performantă pentru soluționarea numerică a curgerii fluidelor în turbinele hidraulice de tip Francis. Împreună cu prof.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA și dr.ing. Sandor BERNAD au dezvoltat și aplicat o tehnică pentru simularea numerică a fenomenului de cavitație ce apare în mașinile hidraulice și în sistemele de acționare hidraulică. Această muncă a fost concretizată în numeroasele articole publicate la conferințe de prestigiu din străinătate și în paginile unor reviste de renume internațional Muntean, [70]-[73], Bernad, [25]-[27], Susan-Resiga, [100]-[102], [104]-[106], precum și prin publicarea mai multor cărți pe tema simulării numerice a curgerii fluidelor, Susan-Resiga et. al., [99], [103], Muntean, [70]. Toate aceste lucrări și cărți, precum și experiența acumulată de membrii CNISFC, au constituit un sprijin important pentru realizarea lucrării de față

#### **1.4. Problematika re tehnologizării pompelor centrifuge**

La întrunirea de la Kyoto din 1997, o mare majoritate dintre statele participante au căzut de acord să reducă emisiile gazelor ce stau la baza apariției efectului de seră, în special a dioxidului de carbon, CO<sub>2</sub>, pentru a încerca să stopeze fenomenul încălzirii globale. Conform protocolului semnat la Kyoto, națiunile industrializate trebuie să reducă emisiile de dioxid de carbon cu un procent mediu de 5% până în 2012. În același timp statele membre ale Uniunii Europene au căzut de acord să reducă cu 8% nivelul emisiilor de CO<sub>2</sub> comparativ cu 5% prevăzut de protocolul de la Kyoto, ce are anul 1990 ca și an de referință. Aceste obiective înalte în comparație cu situația actuală din 2008, trebuie urmate de nivele mai ambițioase

pentru a îndeplini preocuparea comună a statelor membre ale Uniunii Europene de a limita creșterea temperaturii globale la doar două grade.

Pentru a îndeplini aceste obiective sunt necesare investiții masive în sursele de energie regenerabile. În Europa și America de Nord exploatarea la scară mare a energiei hidraulice este aproape completă, făcând ca cererea pentru alte surse de energie regenerabilă, cum ar fi cea eoliană, să fie mare.

Eforturile politice concentrate și creșterea prețurilor pentru energie au contribuit la a face din ce în ce mai atrăgătoare investițiile în surse de energie regenerabilă. În ultimii zece ani industria agregatelor eoliene crescut simțitor, cu un vârf de creștere în anul 2006, când sectorul energiei eoliene a crescut cu 32%, creștere ce corespunde unei investiții de 18 miliarde de Euro. În anul 2006 puterea instalată la nivel mondial avea o valoare în jur de 74 GW, din care 48 GW îl reprezintă puterea eoliană instalată în Europa. Ca și o consecință a investițiilor masive în domeniul surselor de energie regenerabilă, caracterizate prin faptul că puterea produsă și livrată sistemului energetic este fluctuantă, sunt necesare în paralel investiții în dezvoltarea unor capacități de stocare care să asigure stabilitatea sistemului energetic. Singura tehnologie la scară mare disponibilă pentru această aplicație o constituie hidrocentralele cu acumulare prin pompaj, echipate cu pompe de acumulare și turbine sau cu mașini reversibile, care pot funcționa atât ca pompă cât și ca turbină. Aceste mașini hidraulice pot folosi surplusul de energie, atunci când încărcarea sistemului energetic este scăzută, pentru a umple cu apă lacurile de acumulare ale amenajării hidroenergetice, apă ce va putea fi apoi folosită la producerea de energie electrică de către turbină, atunci când încărcarea sistemului energetic este ridicată.

În ultimii câțiva ani a fost inițiat, în întreaga lume, un amplu proces de retehnologizare a pompelor ce echipează hidrocentralele cu acumulare prin pompaj și de construcție a unor noi astfel de hidrocentrale. Drept mărturie stau hidrocentrala de 2,8 GW Kanagawa, dată în folosire în anul 2005 în Japonia și proiectul de 1 GW Linthal-Limmern din Elveția, care are ca și termen de finalizare anul 2015. Mai mult decât atât, nu doar că cererea de hidrocentrale cu acumulare prin pompaj va fi din ce în ce mai pronunțată în următorii ani, dar tendința la nivel mondial este că proprietarii hidrocentralelor cu acumulare prin pompaj existente au nevoie de mașini hidraulice flexibile care să poată funcționa cu o frecvență sporită a pornirilor și opririlor, preferabil cu o durată de viață a funcționării turbomașinii cât mai extinsă ca număr de ani.

Deoarece atenția și interesul pieței s-a fixat pe hidrocentralele cu acumulare prin pompaj, producătorii de turbomașini și-au stabilit ca scop să realizeze hidroagregate cu o fiabilitate mărită și o extindere a domeniului de funcționare cu randamente maxime. Aceste deziderate urmează a fi realizate printr-o muncă intensă și susținută de cercetare și dezvoltare. Producătorii din domeniul mașinilor hidraulice și-au unit forțele cu cercetătorii de la Ecole Polytechnique Federale de Lausanne în cadrul proiectului Hydrodyna pentru a studia și înțelege comportamentul dinamic al mașinilor hidraulice reversibile. Potențialele beneficii ale acestui proiect cuprind de la dezvoltarea unor noi metodologii care să asigure o predicție cât mai exactă a duratei de exploatare a mașinilor reversibile, până la obținerea unor cunoștințe care să permită dezvoltarea unor tehnologii care să permită extinderea domeniului de funcționare cu randamente ridicate și a duratei de viață a unei astfel de turbomașini.

## 1.5. Necesitatea abordării temei

Obiectivele majore ale politicii Uniunii Europene (UE) și ale României asumate prin contractul cadru de aderare la UE în domeniul energiei sunt: siguranța alimentării cu energie, sisteme de energie competitive, protecția mediului. Creșterea dependenței UE de sursele de energie și liberalizarea piețelor de energie au accentuat importanța siguranței alimentării cu energie așa cum se reflectă și în Cartea Verde „Spre o strategie europeană pentru siguranța în alimentarea cu energie”. Acest document consideră că sursele regenerabile de energie (SRE) pot contribui semnificativ la creșterea resurselor interne de energie și definește SRE drept o prioritate politică. Utilizarea SRE reprezintă alternativa la limitările dependenței Europei de sursele de energie externă precum și a obligațiilor de mediu asumate prin Protocolul de la Kyoto ratificat în martie 2002 de UE.

Programul de acțiuni „Energie inteligentă pentru Europa” promovează implementarea strategiei din Cartea Verde. În cadrul acestui program un loc distinct îl are programul ALTENER cu un buget propus de 86 milioane Euro ce urmărește dezvoltarea utilizării SRE. Încă din decembrie 1997, Cartea Albă pentru o Strategie Comunitară și un Plan de Acțiune „Energie pentru viitor: surse regenerabile” a definit strategia în domeniu, și a lansat „Campania de demarare a investițiilor”. Obiectivul strategic propus de Cartea Albă este dublarea până în 2010 a contribuției surselor regenerabile la totalul consumului de energie din țările UE, și anume de la 6 % la 12 %. Cel mai important act legislativ în domeniu este Directiva 2001/77/EC din 27 septembrie 2001 privind „Promovarea energiei electrice produse din surse regenerabile, pe piața unică de energie”. Alături de atingerea până în anul 2010 a cotei de 12 % privind contribuția SRE la totalul consumului de energie, un alt obiectiv al Directivei este creșterea contribuției surselor regenerabile de energie de la 14 % la 22 % din consumul brut de energie electrică de asemenea până în 2010.

Directiva impune o serie de măsuri de încurajare a producției de energie electrică din surse regenerabile și crearea facilităților pentru agenții economici ce valorifică astfel de surse. Schemele suport pentru realizarea și utilizarea surselor regenerabile de energie au fost legiferate nu numai în țările UE, dar și în România. Astfel, primul pas în țara noastră s-a realizat prin HG 443/2003 privind promovarea producției de energie electrică din surse regenerabile de energie (E-SRE). Prin modificările aduse la HG 1892/2004 în care se stabileau cotele anuale obligatorii de certificate verzi s-a impulsat producția, respectiv consumul de energie din surse regenerabile din consumul intern brut de energie electrică după cum urmează: 0.7 % pentru 2005; 2.22 % pentru anul 2006 (creștere de la 1.4 %); 3.74 % pentru anul 2007 (creștere de la 2.22 %); 5.26 % pentru anul 2008 (creștere de la 2.9 %); 6.78 % pentru anul 2009 (creștere de la 3.6 %) și 8.3 % pentru perioada 2010-2012 (creștere de la 4.3 %), aceasta impunând o mai mare atenție asupra acestui domeniu și impulsând preocupările din țara noastră. Toate acestea sunt într-o strânsă corelație cu eforturile de preaderare ale României la UE și de integrare a cercetărilor din țara noastră în programele cadru ale UE (FP7).

Ponderea energiei hidro reprezintă 20% din producția mondială, respectiv 16% din producția de energie europeană (Elveția dispune de 61%, Suedia de 50%, iar România de 26%), componenta hidro, fiind o componentă cheie în administrarea necesarului de energie. Deși s-au realizat pași importanți la nivel mondial, potențialul hidroenergetic are un grad de utilizare de numai 18%, deci o uriașă rezervă de energie hidroenergetică așteaptă să fie valorificată (în România acest potențial este exploatat în proporție de 44%). Este important de amintit că majoritatea hidrocentralelor au fost proiectate cu mulți ani în urmă (38% au o vechime mai



mare de 20 ani, 48% au vechimea cuprinsă între 10-20 ani și numai restul de 14% au fost realizate în ultima decadă) și nu mai sunt adaptate la noile cerințe de exploatare. De aceea, reabilitarea și re tehnologizarea potențialului hidroenergetic este de mare importanță economică pentru producția de energie națională și europeană.

Societatea națională SC Hidroelectrică S.A., care se ocupă cu exploatarea tuturor amenajărilor hidroenergetice din România, dezvoltă în momentul de față un important program de re tehnologizare a marilor centrale hidroelectrice. Este important de menționat că majoritatea hidrocentralelor au fost proiectate cu mulți ani în urmă, dintre care 38% au o vechime mai mare de 25 de ani, 48% au o vechime cuprinsă între 15 și 25 de ani și restul de 14% au fost realizate în ultima decadă și, ca urmare, se impune o strategie națională de reabilitare și re tehnologizare a potențialului hidroenergetic. Această strategie este cu atât mai importantă în condițiile integrării României în Uniunea Europeană și asumarea prerogativelor de furnizor pe capitolul energie. Argumentul decisiv în favoarea energiei hidro sunt costurile de producție de 5 ori mai reduse decât ale energiei nucleare, respectiv de 8 ori a energiei termice, precum și flexibilitatea de acoperire a vârfurilor de sarcină din sistem.

Un loc important în acest program îl ocupă amenajarea hidroenergetică Lotru, inclusă în "*Strategia energetică a României în perioada 2007-2020*", întocmită de Guvernul României în 2007.

Analiza comportării în exploatare a pompelor ce echipează stația de pompare Lotru Aval este de mare importanță, din moment ce această stație de pompare face parte din sistemul hidroenergetic de pe râul Lotru. În situația actuală, un mare accent se pune pe utilizarea energiei verzi, nepoluante, pentru a putea reduce efectele încălzirii globale cauzate de poluarea planetei. O bună funcționare a pompelor ce echipează cele două stații de pompare, adică o funcționare care să fie la parametri de proiectare și lipsită de incidente ce pot apărea datorită fisurării paletelor cauzate de eroziunile cavitaționale, face ca producția de energie electrică ce are la bază energia hidraulică să aibă o pondere mai însemnată din totalul de energie electrică produsă pe teritoriul țării noastre.

Pompele centrifuge investigate în cadrul prezentei teze servesc la alimentarea lacului de acumulare ce asigură funcționarea mai multor hidrocentrale din sistemul hidroenergetic Lotru. Fiind fabricate în anii 1970, în funcționarea acestor pompe a intervenit uzura și degradarea, pe de o parte datorită trecerii timpului, iar pe de altă parte datorită eroziunilor cauzate de fenomenul de cavitație. Este important de amintit, că fiind proiectate cu mulți ani în urmă ele nu mai sunt adaptate la noile cerințele de funcționare. De aceea, reabilitarea potențialului hidroenergetic este de mare importanță economică pentru producția de energie europeană. De exemplu, o creștere în eficiență se poate obține prin reproiectarea rotorului care duce la o excelentă investiție cost/kWh. Această problemă implică o analiză atentă a întregului circuit hidraulic existent, și în funcție de condițiile tehnice și posibilitățile economice poate apărea și reproiectarea componentelor amonte și/sau aval.

Analizele și măsurătorile experimentale efectuate în cadrul contractului de cercetare nr. 76/2004, avându-l ca director de contract pe Domnul prof.dr.ing. Liviu ANTON și la care am participat în calitate de membru în echipa de cercetare, asupra pompelor centrifuge ce echipează stațiile de pompare Lotru Aval și Jidoaia au pus în evidență faptul că nu mai sunt îndeplinite randamentele garantate de producător, precum și faptul că, datorită funcționării timp îndelungat în cavitație, au apărut eroziuni ale paletelor de rotor. Apariția acestor eroziuni cavitaționale a dus la

fisurarea unor palete de rotor și chiar la ruperea lor. Acestea sunt niște evenimente nedorite în funcționarea stațiilor de pompare, care duc la oprirea funcționării lor pe perioade îndelungate pentru a se recondiționa sau chiar înlocui rotorul de pompă. În timpul în care stațiile de pompare sunt oprite pentru lucrări de reparare a rotorului de pompă, centralele hidroelectrice, ce utilizează apa din lacurile alimentate de stațiile de pompare, sunt afectate și nu pot funcționa la parametrii optimi necesari asigurării consumului de energie electrică de pe teritoriul țării noastre. Pentru a suplini energia electrică care nu poate fi furnizată de hidrocentralele electrice ce nu funcționează la parametrii optimi, este necesară utilizarea energiei furnizate de centralele termoelectrice. Acest lucru duce la creșterea prețului energiei electrice livrate către consumatorii casnici și industriali și mai ales are un efect nefast asupra mediului înconjurător, datorită faptului că centralele termoelectrice poluează mult mai mult față de hidrocentralele electrice.

Condițiilor din stațiile de pompare nu au permis efectuarea unor măsurători experimentale cu echipamente cu laser, care să ofere o informația despre distribuția câmpului de presiune și a câmpului de viteze în interiorul rotorului pompelor centrifuge astfel încât să se poată determina cauza neîndeplinirii parametrilor de funcționare de catalog și cauzele apariției fenomenului de cavitație. Pentru a putea afla distribuțiile de presiuni și viteze în interiorul rotorului pompelor centrifuge și cauzele apariției cavitației este nevoie să se folosească o altă abordare. Această nouă abordare este furnizată de analiza numerică a curgerii turbulente în pompele centrifuge.

## **1.6. Justificarea abordării numerice a modelării câmpului hidrodinamic**

Înlocuirea investigațiilor experimentale cu simulări numerice în procesul de proiectare/optimizare/reabilitare/retehnologizare a mașinilor hidraulice reprezintă tendința actuală pe plan mondial, în contextul reducerii cheltuielilor foarte mari necesare pentru experimentul fizic prin utilizarea extensivă a experimentului numeric. Astfel, ultima decadă a fost caracterizată de intensificarea eforturilor pentru perfecționarea tehnicilor de simulare numerică a curgerilor interne tridimensionale, cu rezultate bune sau foarte bune obținute de grupuri de cercetători din Europa, S.U.A și Japonia, care au fost concretizate prin organizarea conferințelor sub egida IAHR. Concluziile acestor cercetări sunt sintetizate de Ryhming et al., [79], Schilling et al. [83], și alții, rezultând că efectele tridimensionale sunt foarte importante pentru curgerea în mașini radial-axiale și axiale, la care se adaugă efectele vâscoase la regimuri de funcționare mult diferite de regimul nominal. Ca urmare a testelor efectuate timpul necesar de calcul este în următoarele rapoarte 1/10/100 pentru modelarea curgerilor Euler quasi-3D (EQ3D)/Euler 3D (E3D)/Navier-Stokes 3D (NS3D), Schilling et al., [84].

Reducerea volumului excesiv de mare al cercetărilor experimentale necesare, se poate efectua, pentru rotoarele pompelor centrifuge, prin cercetări teoretice, și anume prin simularea numerică a curgerii turbulente a fluidului în interiorul pompelor centrifuge ce echipează cele două stații de pompare. Aceste simulări numerice permit nu numai cunoașterea caracteristicilor globale ale mașinii hidraulice (debit, înălțime de pompare, putere hidraulică), redată prin curbele caracteristice de funcționare, dar și a pierderile hidraulice ce apar în diversele secțiuni ale traseului hidraulic pentru diverse puncte de funcționare. Cuantificarea mărimii acestor pierderi hidraulice permite calculul randamentului hidraulic și deci trasarea curbelor energetice de funcționare. Dacă se dispune de o putere de calcul

extinsă, timpul necesar acestei analizei numerice a curgerii apei în pompele centrifuge este mai scurt. În cazul în care determinarea randamentului pompei centrifuge ar trebui efectuată pe cale experimentală, acest lucru ar presupune măsurători complexe și consumatoare de timp, și eventuale modificări ale traseului hidraulic, lucru dificil de realizat într-o stație de pompare.

Utilizarea simulării numerice pentru studiul curgerii turbulente în interiorul pompelor centrifuge permite determinarea cu mare acuratețe a distribuției câmpului de presiuni și viteze pe paletetele rotorice și în secțiunile de intrare și ieșire din rotor. Cu ajutorul distribuției câmpului de presiune pe paletetele rotorului se poate calcula cuplul, respectiv se determină randamentul hidraulic,  $\eta_h$ . Cunoașterea distribuțiilor presiunilor pe paletă conduce la determinarea comportamentului cavitațional specific pompei centrifuge, la fiecare punct de funcționare analizat. Cunoscând din analiza numerică comportamentul cavitațional al rotorului de pompă centrifugă se poate reproiecta un nou rotor care să aibă performanțe cavitaționale superioare.

Din analiza distribuției câmpului de viteze în interiorul rotorului se pot trage concluzii care să ducă la îmbunătățirea funcționării pompei centrifuge din punct de vedere energetic prin alegerea adecvată a punctelor de funcționare și care să poată fi utilizate în eventualitatea necesității reproiectării și realizării unui nou rotor care să echipeze pompele de acumulare din stațiile de pompare.

Câmpul de viteze și de presiuni determinat din simularea numerică a curgerii turbulente în rotorul de pompă centrifugă joacă un rol important în procesele moderne de reproiectare a rotoarelor de pompe centrifuge, permițând obținerea unor soluții constructive care să aibă un comportament energetic și cavitațional superior variantelor actuale.

## 1.7. Analiza critică a principalelor rezultate din literatură

N.P. Kruyt, B.P.M. Van Esch, J.B. Jonker prezintă în lucrarea „*A superelement-based method for computing unsteady three-dimensional potential flows in hydraulic turbomachines*”, [56], o metodă numerică de soluționare a curgerii tridimensionale, potențiale și nestaționare într-o pompă. Pentru aceasta s-a extins metoda super elementului pentru a elimina gradele de libertate nu doar din ecuația Laplace cât și din condițiile Kutta. Formularea rezultată pentru această metodă este invariantă în cazul mișcării de rotație. Astfel se poate utiliza simetria geometrică a curgerii în canalele rotorice. Pentru simularea curgerii nestaționare în pompă se consideră două situații: una în care se ține cont de jetul format după bordul de fugă și alta în care nu se ține cont de acesta.

Rezultatele obținute au relevat fenomene nestaționare importante. Simulările care au ținut cont de prezența jetului după bordul de fugă au arătat variații mai mici ale circulației pe paletă și ale debitului funcție de poziția paletetei față de limba statorului decât cele care nu au luat în considerare acest fenomen. În ambele cazuri variațiile cresc cu cât ne abatem mai mult de la debitul nominal. Curba înălțimii de pompare funcție de debit este slab influențată de luarea sau nu în considerare a jetului, dar valorile rezultate sunt mai mari decât cele măsurate deoarece pierderile nu au fost luate în calcul în simularea numerică.

B.P.M. van Esch în teza de doctorat intitulată „*Simulation of the three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps*”, [111] arată că în pompele radiale și radial-axiale curgerea reală poate fi aproximată cu o curgere potențială incompresibilă, pentru condiții de funcționare aflate în vecinătatea punctului optim de funcționare. Metoda numerică dezvoltată de autor pentru soluționarea curgerii potențiale incompresibile se bazează pe metoda elementului finit tridimensională.

Domeniul de analiză numeric este compus din domeniul rotorului și domeniul al carcasei pompei. Cele două domenii sunt conectate prin intermediul unei interfețe de amestec. În acest fel mișcarea rotorului în raport cu carcasa poate fi simulată eficient. Au fost dezvoltate câteva tehnici numerice speciale pentru a reduce timpul de calcul. Acestea se bazează pe metode de rafinare a rețelei de discretizare combinate cu impunerea implicită a condițiilor Kutta la bordul de fugă al paletelor rotorice și statorice. Pierderile ce apar în pompe sunt cuantificate folosind modele adiționale pentru energia disipată în stratul limită, în zona interfeței de amestec și în secțiunile cu destindere sau contracții bruște ale traseului de curgere, cât și modele pentru pierderile ce apar datorită frecărilor de disc și curgerilor secundare. Metoda numerică folosită a fost validată prin compararea rezultatelor obținute în urma soluționării numerice cu date experimentale obținute în urma măsurărilor efectuate în laborator pe o pompă industrială, comparație care a arătat o bună concordanță între cele două seturi de date.

A. Tamm, A. Braten, B. Stoffel, G. Ludwig în lucrarea "*Analysis of a standard pump in reverse operation using CFD*", [107], prezintă rezultatele obținute în urma simulării numerice realizată pentru funcționarea unei pompe centrifuge atât ca pompă cât și ca turbină. Simularea numerică se face cu FLUENT 5.0, pe o geometrie 3D completă a pompei și conține 700.000 de celule deoarece studiul curgerii pe un singur canal interpaletar nu permite studierea variației circumferențiale a curgerii datorate camerei spirale. Analiza numerică s-a realizat considerând rotorul fixat într-o poziție („frozen rotor”). La funcționarea în regim de pompă rezultatele obținute în urma simulării numerice sunt în bună concordanță cu cele experimentale. Se observă o deplasare a curbei de randament spre debite mai mici iar valoarea maximă a randamentului obținută numeric este mai mare cu 1-2% decât valoarea obținută experimental deoarece simularea numerică nu ia în calcul pierderile secundare. S-a realizat de asemenea o simulare numerică pentru un singur canal interpaletar pentru a se vedea cum influențează numărul de celule rezultatul. S-a observat o influență sub 1% pentru valorile înălțimii de pompare și randamentului atunci când s-au folosit 200.000 de celule față de 70.000 pentru fiecare canal interpaletar. De asemenea s-a studiat și influența diverselor modele de turbulență utilizate. Pentru analiza funcționării pompei în ambele moduri s-a utilizat modelul standard k-ε. Pentru comparație s-a folosit modelul RNG k-ε care a dus la o creștere a valorii randamentului obținut numeric pentru funcționarea ca pompă cu aproximativ 2%.

Pentru a afla valorile teoretice ale căderii și debitului la punctul optim de funcționare ca și turbină s-au folosit relațiile propuse de Stepanoff. Aceste valori au fost comparate cu cele obținute în urma simulării numerice și s-a observat o diferență de 3,5% pentru debit și de 1,7% pentru cădere.

Scopul lucrării „*Numerical, experimental and theoretical analysis of the individual efficiencies of a centrifugal pump*”, [110], redactate de A. Tamm, B. Stoffel, G. Ludwig este să cuantifice și să compare diferitele tipuri de randamente individuale care compun randamentul total al unei pompe centrifuge cu  $n_s=12 \text{ min}^{-1}$ . Pentru aceasta se folosește o combinație de date experimentale, analize teoretice și simulări numerice. Stațiunea experimentală în care este montată pompa permite determinarea caracteristicilor ei energetice. Pentru analiza teoretică se folosește un program propriu dezvoltat pe baza codului comercial MATLAB și care se bazează pe o analiză monodimensională a curgerii și necesită cunoașterea geometriei pompei, rugozitatea suprafețelor udate, turația și proprietățile fluidului pentru a calcula diferitele pierderi individuale și astfel randamentele individuale și cel total.

Pentru simularea numerică a curgerii s-a ales modelul cvasi-staționar (MRF) din codul comercial FLUENT 5.0. Acest model folosește sisteme de referință diferite pentru părțile în mișcare de rotație și cele statice ale domeniului de analiză. Pentru ambele sisteme de referință este calculată o soluție staționară. La interfața dintre cele două sisteme de referință condiția de cuplare este dată de continuitatea vitezei absolute. Acest model nu este adecvat pentru cazul unor interacțiuni puternice de-a lungul acestei interfețe, așa că rezultatele detaliate pentru turbomașini nu sunt neapărat semnificative din punct de vedere al fenomenului fizic.

Geometria și discretizarea s-au realizat cu GAMBIT obținându-se un model cu un număr de 1.300.000 de celule. Rotorul a fost modelat folosind un sistem de referință care se rotește cu o viteză egală cu a rotorului. Pentru conducta de aspirație, canalele laterale și camera spirala s-a considerat un sistem de coordonate fix. Pentru soluționarea ecuațiilor curgerii s-a utilizat solverul segregat implicit iar ca model de turbulență modelul k- $\epsilon$  standard. La intrare s-a impus ca viteza să fie perpendiculară pe secțiune iar la ieșire s-a impus presiunea statică și proprietăți ale curgerii în cazul apariției recirculărilor. Pereții s-a considerat că se rotesc cu viteză relativă nulă și că sunt hidraulic netezi.

Pentru a studia influența diverselor modele de turbulență s-au utilizat trei modele diferite de turbulență: modelul standard k- $\epsilon$ , modelul RNG k- $\epsilon$  care este indicat pentru curgerile cu swirl și modelul RSM. Rezultatele obținute cu modelul standard k- $\epsilon$  nu diferă cu mult față de cele obținute cu modelul RNG k- $\epsilon$ . Rezultatele obținute cu modelul RSM arată valori mai mici pentru randament, dar parametrii folosiți pentru monitorizarea convergenței (debitul masic la intrare și diferența de presiune și momentul la palete) variază la sfârșitul iterațiilor.

S-a realizat de asemenea o simulare numerică pentru un singur canal interpaletar pentru a se vedea cum influențează numărul de celule rezultatul. S-a observat o influență de aproximativ 0,2% pentru valorile înălțimii de pompare și randamentului atunci când s-au folosit 120.000 de celule față de 70.000.

Rezultatele obținute în urma simulării numerice sunt mai mult decât nesatisfăcătoare în comparație cu datele experimentale. Acest lucru poate fi explicat prin distribuția inegală a debitului în canalele interpaletare. Studiul detaliat al componentelor randamentului arată că metoda teoretică supraevaluează randamentul interior cu aproape 1,5%, diferențele maxime fiind cele ale randamentului frecărilor discului. Compararea rezultatelor simulărilor numerice cu cele experimentale arată că randamentul pierderilor interne, cel al rotorului și cel al racordului de aspirație este într-o bună corelație. 90% din diferența rezultatelor se datorează supraestimării diferențelor ce privesc contribuțiile individuale ale fiecărui canal interpaletar în ceea ce privește debitul masic.

A. Ruprecht, F. Ginter și R. Neubauer în lucrarea „*Numerical Simulations of Unsteady Flow Instabilities (Rotating Stall) in Pumps*”, [78], analizează curgerea nestaționară din pompele axiale și centrifuge. Pentru soluționarea numerică a curgerii întreg domeniul rotoric a fost reprodus pentru a putea surprinde fenomenul de blocare a canalelor interpaletare. S-a utilizat o rețea de discretizare de 600.000 de celule și un program propriu pentru rezolvarea ecuațiilor ce guvernează curgerea. Intrarea și ieșirea din rotor au fost deplasate pentru a evita influența condițiilor la limită asupra fenomenului de rotație ce apare. La ambele tipuri de pompe s-a observat apariția blocării unui număr de canale interpaletare, lucru care a fost în concordanță cu rezultatele măsurătorilor efectuate cu un echipament bazat pe metoda PIV.

În lucrarea „*Experimental and numerical studies on a centrifugal pump with 2D-curved blades in cavitating condition*”, [44], M. Hofmann, B. Stoffel, O. Coutier-

Delgosha, R. Fortes-Patella, JI. Reboud prezintă rezultatele investigării numerice și experimentale ale unui rotor de pompă centrifugă cu palete cu curbura 2D. Din punct de vedere experimental, în afara măsurătorilor pentru determinarea caracteristicilor cavitaționale în diverse condiții de funcționare, s-a realizat și o tehnică specială de vizualizare pentru a studia comportamentul netaționar al cavitației de la bordul de fugă. Procesarea și prelucrarea statistică a imaginilor achiziționate pentru diverse poziții ale rotorului a permis cuantificarea mărimii norului de cavitație și a cavitației atașate.

A fost dezvoltat un model numeric de curgere 3D cavitațională, pe baza codului 3D FINE/TURBOM, pentru a studia comportamentul la cavitație al turbomașinilor și s-a folosit modelul de turbulență Baldwin-Lomax. Acest model a fost aplicat la rotorul de pompă centrifugă. S-a studiat atât funcționarea fără cavitație cât și cea cu cavitație. Rezultatele simulării numerice au fost în bună corelație cu rezultatele experimentale. S-au reprezentat grafic rezultatele experimentale și numerice ce redau caracteristicile energetice și energetice ale pompei pentru diverse condiții de curgere și s-a comparat distribuția spațială meridiană a structurilor de vapori din rotor. Rezultatele obținute arată capacitatea modelului de a simula principalele caracteristici ale curgerii 3D cavitaționale în turbomașini. Totuși ariile bifazice fluctuante nu au fost simulate urmând ca autorii să dezvolte modelul pentru a surprinde și acest fenomen.

M. Frobenius, R. Schilling, J. Friedrichs, G. Kosyna în *„Numerical and experimental investigations of the cavitating flow in a centrifugal pump impeller”*, [36], folosesc un model de cavitație bazat pe dinamica bulei cavitaționale pentru a studia curgerea cavitațională printr-un rotor de pompă de turație specifică joasă. Autorii folosesc un software propriu numit CNS3D și utilizează modelul de turbulență  $k-\epsilon$  standard pentru un domeniu de analiză cu 80.000 de noduri. Curbele de scădere ale înălțimii de pompare obținute numeric sunt comparate cu cele rezultate în urma măsurătorilor și se constată o bună suprapunere. Se mai realizează și o investigație detaliată a distribuției de presiune și a bulelor cavitaționale în rotor.

R. Hirschi, Ph. Dupont, F. Avellan, J.-N. Favre, J.-F. Guelich, E. Parkinson în *„Centrifugal pump performance drop due to leading edge cavitation: numerical predictions compared with model tests”*, [43], arată cum comportarea și principalele caracteristici cavitaționale ale unui rotor de pompă poate fi descrisă de rezultatele calculului 3-D Navier-Stokes și folosind modele de dezvoltare a cavitației. S-a utilizat codul comercial TASCflow și modelul de turbulență  $k-\epsilon$ . Comportamentul curgerii cavitaționale în rotor rezultat pe baza metodei propuse de autori se află în bună concordanță cu rezultatele experimentale. S-a determinat nivelul de presiune corespunzător incipienței cavitaționale pentru mai multe puncte de funcționare și s-a comparat cu rezultatele experimentale constatându-se că deviația standard medie dintre aceste valori este sub 4%. Acest lucru depinde doar de precizia codului folosit pentru soluționarea curgerii în a prognoza coeficientul minim de presiune de-a lungul paletei. Calculul lungimii de cavitație folosind ecuația Rayleigh-Plesset a dat rezultate foarte bune lucru ce a rezultat în urma comparării cu datele experimentale. Apariția scăderii performanțelor este prezisă pe baza soluționării curgerii ținând cont de cavitație. S-a realizat un calcul cuplat pentru a se putea lua în considerare și influența statorului observată din experimente. Din păcate această influență nu a reieșit și din simularea numerică. Aceste diferențe se datorează fenomenelor netaționare sau/și apariției cavitației în stator. Totuși rezultatele obținute arată că o predicție a punctului de scădere a performanței unei pompe este posibilă atâta timp cât scăderea se datorează cavitației apărute pe paletele rotorice.

## 1.8. Evidențierea principalelor avantaje și limitări cu referire la curgerile 3D turbulente în canalele interpaletare

Modelarea numerică 3D a curgerii turbulente în interiorul canalelor interpaletare ale pompelor centrifuge a redus la minim volumul de măsurători experimentale necesare analizării funcționării unei mașini hidraulice. Aceste măsurători experimentale implică intervale mari de timp și costuri ridicate.

Deoarece analiza numerică 3D a curgerii fluidului în interiorul pompelor centrifuge se realizează pe un singur canal interpaletar, se presupune că structura câmpului hidrodinamic este aceeași și în restul canalelor interpaletare ce alcătuiesc rotorul pompei centrifuge. În realitate acest lucru nu se întâmplă, putând apărea comportări diferite ale canalelor interpaletare, mai ales la funcționarea pompelor la puncte de funcționare diferite de punctul optim de funcționare. Un astfel de fenomen este blocarea anumitor canale interpaletare datorită recirculărilor de fluid ce apar ca urmare a desprinderilor fluidului de pe intradosul și extradadosul paletelor rotorice.

Totuși, modelarea numerică a curgerii fluidului în interiorul pompelor centrifuge permite obținerea rapidă a informațiilor necesare care să ducă la realizarea geometriei optime cu caracteristici energetice și cavitaționale superioare. Astfel se elimină necesitatea realizării modelelor de pompă și a încercărilor experimentale ale acestora, acest lucru ducând la reducerea cheltuielilor și a timpului necesar realizării unui nou tip de pompă adaptat cerințelor actuale de exploatare.

## 1.9. Scopul și conținutul tezei

Obiectivul acestei cercetări este de a stabili o metodologie de simulare numerică a curgerii lichidului real prin pompele centrifuge care să fie cât mai precisă, simplă și rapidă.

Teza este structurată astfel:

- **Capitolul 1** - studierea stadiului actual al cercetărilor în domeniu și definirea direcțiilor de cercetare cu evaluarea resurselor necesare;
- **Capitolul 2** - stabilirea elementelor ce intervin într-o simulare numerică a curgerii ideale, abordarea sistematică a acestora;
- **Capitolul 3** - stabilirea elementelor ce intervin într-o simulare numerică a curgerii reale, abordarea sistematică a acestora;
- **Capitolul 4** - stabilirea elementelor ce intervin într-o simulare numerică a curgerii bifazice cavitaționale;
- **Capitolul 5** - descrierea geometriei pompei analizate și a punctelor de funcționare, precum și prezentarea rezultatelor măsurărilor experimentale efectuate asupra acesteia;
- **Capitolul 6** - analiza numerică tridimensională a curgerii fluidului real în pompa centrifugă;
- **Capitolul 7** - determinarea numerică și trasarea curbelor caracteristice energetice pentru pompa centrifugă analizată;
- **Capitolul 8** - calculul diverselor tipuri de pierderi hidraulice ce apar la curgerea fluidului real prin pompă ;
- **Capitolul 9 și 10** - investigarea numerică a comportamentului cavitațional și trasarea curbelor specifice de cavitație;
- **Capitolul 11** - concluzii, contribuții personale și perspective ale cercetării

## 2. Ecuatiile care guvernează simularea curgerilor ideale prin pompele centrifuge

### 2.1. Descrierea ecuațiilor ce guvernează curgerea ideală staționară

Curentul de lichid este ales ca fiind lipsit de vâscozitate. Acest fapt conduce la simplificarea formei ecuațiilor diferențiale ce descriu mișcarea lichidului. Neglijarea vâscozității reprezintă o cale de investigare a câmpului hidrodinamic des utilizată în procesul de proiectare a turbomașinilor hidraulice. Aceasta deoarece timpul de soluționare numerică a sistemului de ecuații obținut în urma discretizării domeniului de analiză și a variabilelor primare (presiunea și componentele vitezei) este mult redus, iar rețeaua de discretizare a domeniului nu este necesar a fi rafinată în apropierea suprafețelor solide (pentru un curent de lichid nevâscos, gradientii de viteză sunt mici în apropierea suprafețelor solide, adică stratul limită este absent în acest caz).

Ecuatia care stă la baza curgerii lichidelor ideale este ecuația Euler pentru lichide nevâscoase în sistemul absolut de referință staționar, conform Ancușa, [5], și Anton & Baya, [13]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \rho \vec{g} \quad (2.1)$$

pentru care  $p$  este presiunea statică,  $\rho$  este densitatea lichidului (apă în cazul de față),  $g$  este accelerația gravitațională

Ecuatia de continuitate pentru lichide în regim staționar se reduce la forma, Ancușa, [5] și Anton & Baya, [13]:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (2.2)$$

Pentru sistemul relativ de referință, viteza relativă se obține ca fiind:

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (2.3)$$

unde  $r$  este vectorul de poziție.

### 2.2. Metode principale de simulare a curgerilor ideale în pompele centrifuge și tehnicile de calcul în 3D

Domeniul de analiză numerică se obține pe baza desenelor de execuție ale pompei, cu ajutorul preprocesorului GAMBIT 2.2.30. S-a reprezentat doar un singur canal interpaletar, deoarece s-a considerat o curgere ce evoluează la fel în fiecare din cele 5 canale interpaletare. După realizarea domeniului de analiză s-a trecut la discretizarea acestuia, obținându-se o rețea de discretizare structurată. S-au definit apoi condițiile la limită pentru frontierele domeniului de analiză, urmând a se exporta toate acestea într-un fișier cu extensia *.msh*, fișier ce se va încărca apoi în programul FLUENT 6.3.



Se trece la încărcare fișierului ce conține domeniul de analiză în programul FLUENT 6.3, după care se realizează verificarea și scalarea domeniului de analiză, conform unităților de măsură utilizate pentru reconstrucția sa.

Pentru soluționarea numerică a curgerii fluidului ideal în pompele centrifuge se alege solverul 3D cu dublă precizie al programului FLUENT 6.3., bazat pe presiune. Cu ajutorul acestui solver câmpul de viteze este obținut din ecuațiile de moment, iar câmpul de presiuni rezultă din rezolvarea ecuației de presiune sau de corecție de presiune care este derivată din prelucrarea ecuațiilor de continuitate și moment. Se vor soluționa ecuațiile integrale de conservare a masei și momentului utilizând o tehnică bazată pe un volum de control care constă în:

- Descompunerea domeniului de analiză în volume de control discrete folosind o rețea de discretizare
- Integrarea ecuațiilor pe fiecare volum de control pentru a construi ecuații algebrice pentru variabilele dependente discrete (necunoscutele) cum sunt viteza și presiunea
- Liniarizarea ecuațiilor discretizate și soluționarea sistemului liniar de ecuații rezultat pentru a obține valori actualizate ale variabilelor dependente

Apoi se va activa modelul nevâscos pentru soluționarea curgerii fluidului ideal în domeniile de analiză numerică. Se va alege lichidul de lucru, care în cazul de față este apa, și se vor defini condițiile de lucru ce țin de precizarea valorii presiunii de referință, care pentru cazul studiat va fi presiunea atmosferică.

În continuare se vor specifica condițiile pe frontierele domeniului de analiză și pe domeniul de analiză.

Condițiile ce descriu curgerea pot fi impuse pe frontierele de intrare și ieșire ale domeniului de analiză pentru ambele sisteme de referință. Spre exemplu, pentru a specifica viteza de curgere la intrarea în rotorul de pompă se poate impune fie viteza absolută, fie viteza relativă. În anumite situații, atunci când se impune presiunea pe secțiunea de intrare a domeniului rotoric de analiză, apar restricții funcție de metoda de specificare a vitezei. Este recomandabil să se utilizeze metoda de formulare cu viteza absolută atunci când, în cea mai mare parte a domeniului de analiză, curgerea nu are componentă de rotație. Folosirea metodei de formulare cu viteza relativă se pretează situației în care cea mai mare parte a fluidului din domeniul de analiză numerică se rotește.

Pentru condițiile impuse pe frontiera de intrare, legate de specificarea câmpului de viteze, sau cele impuse pe suprafețele solide, impenetrabile de către fluid, se poate preciza fie viteza absolută, fie viteza relativă, indiferent de modul de formulare a vitezelor ales, absolută sau relativă.

Pentru condițiile definite pe frontiere, legate de specificarea câmpului de presiuni, programul FLUENT 6.3 are anumite restricții asupra modului în care se precizează presiunea totală și direcția de curgere atunci când se folosește un sistem de referință relativ.

Condițiile definite pe frontiera de intrare, legate de specificarea presiunii totale și a direcției de curgere, vor utiliza valorile corespunzătoare sistemului de referință absolut dacă se utilizează formularea în viteze absolute. Dacă se folosește sistemul de calcul bazat pe viteze relative, presiunea totală și direcția de curgere se vor specifica în conformitate cu sistemul de referință relativ.

Pentru condițiile impuse pe frontiera de ieșire din domeniul de analiză numerică, specificarea presiunii statice este independentă de sistemul de referință.

Se vor modifica apoi valorile factorilor de relaxare pentru presiune și moment la o valoare egală cu 0.2 pentru presiune și 0.5 pentru moment. Factorii de

relaxare sunt folosiți pentru a controla actualizarea variabilelor de calcul după fiecare iterație.

Schema de discretizare aleasă a fost cea standard pentru presiune și cea de ordinul întâi pentru moment. Această setare permite controlarea termenilor de convecție din ecuațiile ce descriu curgerea. Deși schemele de discretizare standard și cea de gradul întâi conduc de regulă la rezultate mai puțin exacte, ele asigură o bună convergență a soluției numerice. Precizia rezultatelor este îmbunătățită de folosirea unei rețele de discretizare structurate, ce duce la scăderea difuziei numerice.

Cuplarea vitezei cu presiunea se face utilizând algoritmul SIMPLE ce utilizează o relație de legătură între viteză și corecțiile de presiune pentru a impune conservarea masei și a obține câmpul de presiune.

Problema se va inițializa cu valorile specifice secțiunii de intrare în domeniul de analiză și se va porni calculul iterativ de la această secțiune.

### **2.3. Descompunerea geometrică a domeniului traseului hidraulic**

Prima pompă investigată echipează stația de pompare Lotru Aval și are două etaje cu rotoarele identice dispuse în opoziție și o geometrie complexă a tronsonului de aspirație după cum se observă din figura 2.1. Proiectarea pompei analizate a fost efectuată în anii '60 și s-a urmărit realizarea unui traseu de aspirație simetric din considerente tehnologice. Alegerea soluției de dispunere spate în spate a celor două rotoare realizează o echilibrare a forțelor axiale. Mai mult, datorită soluției constructive dispunerea rotoarelor este în serie pentru a asigura înălțimea de pompare. Legarea în serie a celor două rotoare se realizează prin conectarea colectorului de la primul etaj cu aspirația de la cel de-al doilea etaj printr-o conductă cotită. Rotorul pompei este prevăzut cu cinci palete rotorice.

Geometria pompei centrifuge analizate a fost redată pe baza desenelor de execuție ale componentelor. Astfel rotorul pompei a fost reconstruite cu ajutorul preprocesorului GAMBIT.

Domeniul de analiză a fost împărțit în subdomenii din considerentul reducerii timpului de calcul și al simplificării studiului. Criteriile care au stat la baza împărțirii domeniului de analiză au fost simetria geometrică/hidrodinamică și periodicitatea geometrică, precum și modificarea acestora funcție de punctul de funcționare al pompei.

Subdomeniul periodic unghiular și care depinde primordial de punctul de funcționare al mașinii este canalul interpaletar de rotor. Subdomeniul rotoric redă un singur canal interpaletar, din cele cinci ale pompei, așa cum este prezentat în figura 2.2.

Domeniul rotoric de analiză a fost prelungit în aval cu un cilindru pentru o mai bună stabilitate a soluției numerice. Unul din principalele avantaje ale utilizării canalelor periodice de rotor este că acestea pot fi discretizate cu un număr de celule ridicat. Astfel domeniul rotoric al pompei tip MU 81 are o rețea de discretizare structurată ce conține 322756 celule hexaedrice.

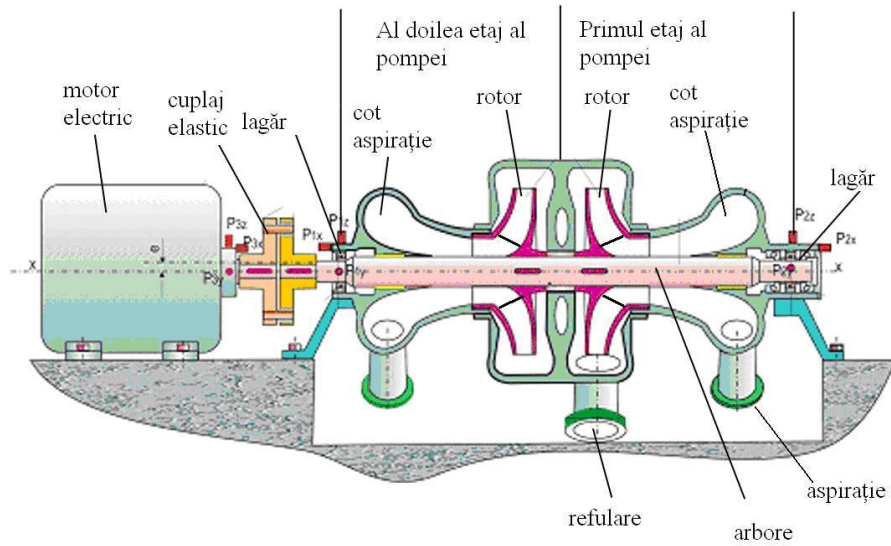


Figura 2.1. Pompă etajată tip MU 81

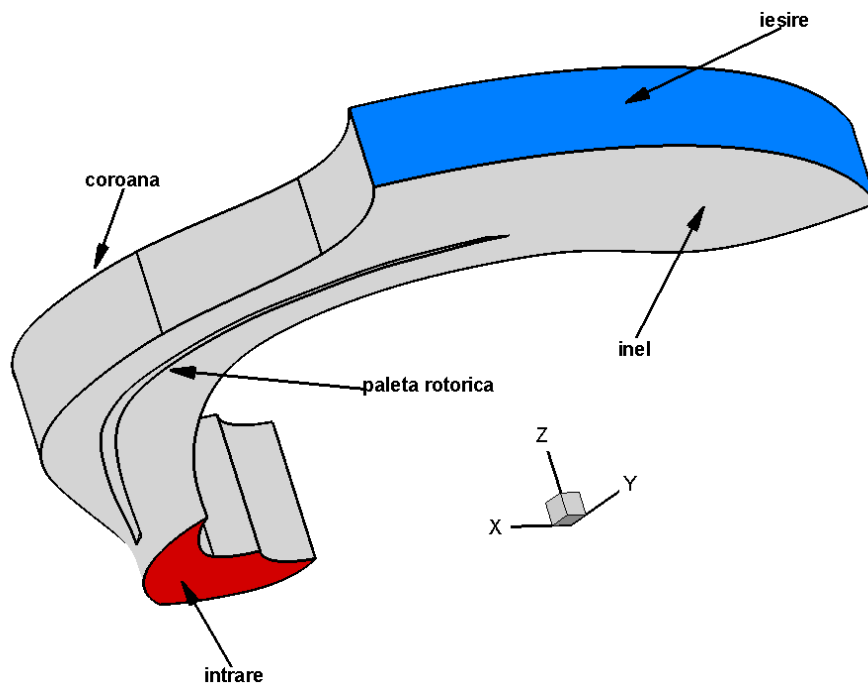


Figura 2.2. Geometria canalului interpaletar pentru pompa centrifugă tip MU 81 (sub licență Bergeron), ce echipează stația de pompare Lotru Aval

S-a reconstruit și traseul de la aspirație al pompei MU 81 pentru a putea obține informații legate de hidrodinamica curentului la intrarea în rotorul de pompă centrifugă. Pentru obținerea domeniului de analiză numerică tridimensional s-au utilizat desenele de execuție, iar rezultatul reconstrucției geometrice realizate cu ajutorul programului GAMBIT 2.2.30 este redat în figura 2.3.

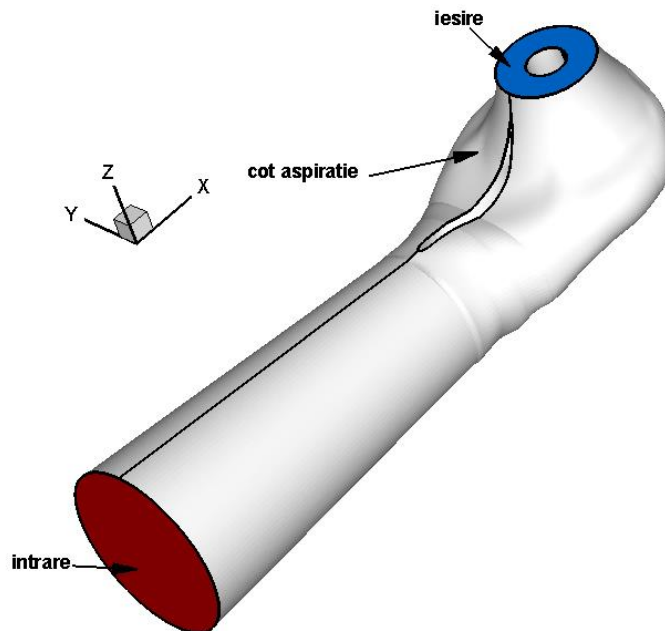


Figura 2.3. Geometria tronsonului de la aspirație pentru pompa centrifugă tip MU 81, ce echipează stația de pompare Lotru Aval

## 2.4. Definirea problemelor de curgere pe fiecare domeniu

Definirea problemelor de curgere pe fiecare domeniu presupune precizarea condițiilor la limită, specifice fiecărui punct de funcționare analizat, pe fiecare frontieră ce alcătuiește domeniul de analiză numerică. Pentru fiecare din cele două domenii rotorice s-a definit un set identic de condiții pe frontiere.

Astfel, pe suprafața de intrare în domeniul de analiză numerică rotoric și cel al tronsonului de aspirație s-a impus o viteză constantă și normală la suprafață, cu ajutorul condiției denumite *velocity inlet*, Fluent Inc., [35]. Impunerea vitezei constante și uniforme pe secțiunea de intrare în rotor reprezintă o ipoteză simplificatoare necesară pentru soluționarea curgerii staționare în interiorul rotorului pompei centrifuge. Modulul vitezei s-a calculat din condiția de debit corespunzătoare fiecărui punct de funcționare:

$$v_{IN} = \frac{Q}{S_{IN}} \quad (2.4)$$

unde  $S_{IN}$  reprezintă aria suprafeței de la intrarea în domeniul rotoric sau în cel al tronsonului de aspirație, iar  $Q$  debitul specific fiecărui punct de funcționare analizat.

Pentru ieșirea din domeniul rotorului și cel al tronsonului de aspirație s-a impus condiția la limită de presiune constantă și egală cu presiunea atmosferică (condiția denumită *pressure outlet*, Fluent Inc., [35]).

Pe suprafețele solide și lipsite de periodicitate ale domeniilor de calcul s-a impus anularea vitezei relative, condiția denumită *wall*, Fluent Inc., [35].

Pentru suprafețele periodice ale canalelor interpaletare de rotor s-a specificat faptul că sunt suprafețe periodice de rotație și s-a impus periodicitatea presiunii și a vitezei:

$$p(r, \theta, z) = p\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (2.5)$$

$$\vec{v}(r, \theta, z) = \vec{v}\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (2.6)$$

unde  $n_p$  reprezintă numărul de palete rotorice, număr egal în cazul de față cu 5.

Pentru domeniul de analiză al rotorului de pompă centrifugă se alege ca natură a materialului de lucru apă. Se specifică poziția axei de rotație, în origine, direcția după care se rotește domeniul, direcția axei  $z$ , și turația cu care se rotește rotorul pompei centrifuge.

În figura 2.4 sunt prezentate condițiile la limită impuse pentru domeniul rotorului de analiză:

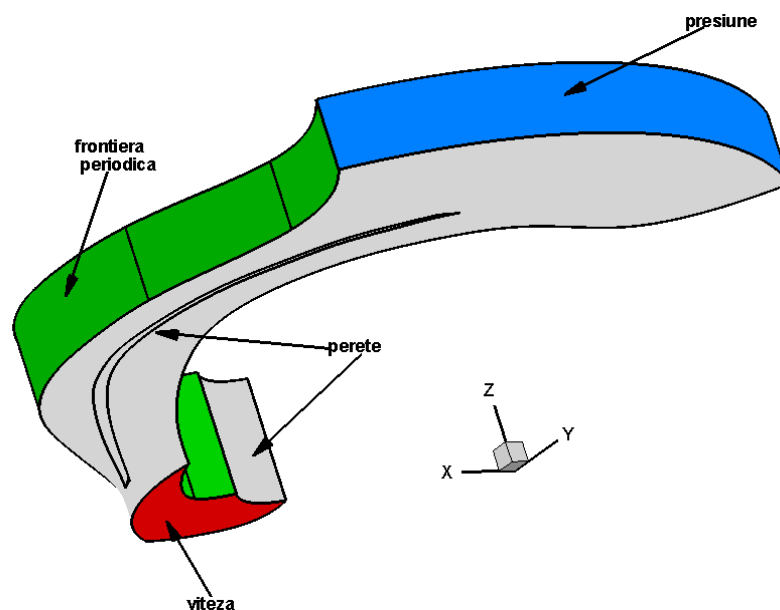


Figura 2.4. Condițiile impuse pe frontierele domeniului de analiză pentru pompa MU 81 ( sub licență Bergeron), ce echipează stația de pompare Lotru Aval

În figura 2.5 sunt prezentate condițiile la limită impuse pentru domeniul de analiză al tronsonului de aspirație:

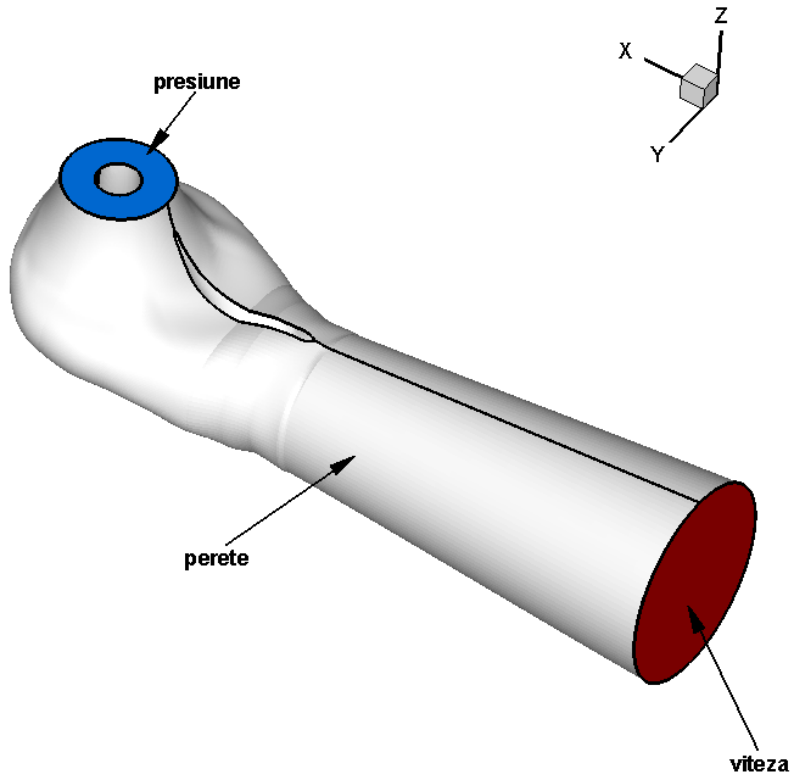


Figura 2.5. Condițiile impuse pe frontierele domeniului de analiză al tronsonului de aspirație al pompei MU 81, ce echează stația de pompare Lotru Aval

## 2.5. Fluxul de energie specifică printr-o secțiune transversală a traseului hidraulic

Pentru a calcula fluxul de energie specifică printr-o secțiune transversală se utilizează raportarea valorii presiunii totale pe o secțiune transversală, folosind opțiunea de raportare oferită de programul FLUENT 6.3. Această opțiune folosește următoarea relație de calcul, Fluent Inc., [35]:

$$\int \frac{p_{tot} \vec{v} \cdot d\vec{A}}{\rho} = \sum_{i=1}^n \frac{p_{tot,i} \vec{v}_i \cdot \vec{A}_i}{\rho} \quad (2.7)$$

Calculul se realizează prin însumarea presiunii totale cu produsul scalar al vectorului de suprafață și al vectorului viteză, totul raportându-se la densitatea lichidului de lucru. Unitatea de măsură a valorii rezultate în urma acestei raportări este  $J/N$ .

Având calculat fluxul de energie specifică pe secțiunile de intrare și ieșire din domeniul de analiză se poate determina cantitatea de energie specifică pe care lichidul o primește sau o pierde la trecerea prin respectivul domeniu.

## 2.6. Erori ale schemei numerice utilizate

Erorile introduse de schema numerică utilizată sunt datorate mai multor cauze. O primă sursă de erori o constituie tipul de rețea utilizată la discretizarea domeniului de analiză. Calitatea discretizării domeniului joacă un rol important în precizia și stabilitatea calculului numeric. Atributele asociate cu calitatea rețelei de discretizare sunt densitatea nodurilor rețelei, netezimea rețelei și torsionarea celulelor ce compun rețeaua.

Dacă densitatea nodurilor rețelei nu este suficient de mare poate altera caracteristicile curgerii. Spre exemplu, surprinderea desprinderilor de fluid datorate curgerii în gradient advers de presiune depinde foarte mult de densitatea nodurilor din aval de punctul de desprindere.

Schimbări bruște ale volumului celulelor de discretizare adiacente duc la erori mai de trunchiere. Erorile de trunchiere reprezintă diferența dintre derivatele parțiale din ecuațiile ce guvernează curgerea și aproximările lor discrete. Programul FLUENT 6.3 permite îmbunătățirea gradului de netezire a rețelei de discretizare prin rafinarea acestora.

Forma celulelor ce alcătuiesc rețeaua de discretizare are un rol important asupra preciziei soluției numerice. Torsionarea rețelei este definită ca fiind diferența dintre forma unei celule și forma unei celule echilaterale de volum echivalent. Celulele foarte torsionate pot destabiliza și scădea precizia soluției numerice. Rețelele de discretizare optime cu elemente patrulatere ar trebui să aibă celule cu unghiuri apropiate de  $90^\circ$ , iar rețelele de discretizare optime cu elemente triunghiulare ar trebui să aibă celule cu unghiuri apropiate de  $60^\circ$  și nu mai mari de  $90^\circ$ .

O sursă dominantă de erori o reprezintă difuzia numerică (falsa difuzie). Noțiunea de *falsă difuzie* este denumită astfel deoarece difuzia nu este un fenomen real, dar efectul ei asupra calculului curgerii este asemănător cu cel al creșterii valorii coeficientului real de difuzie. Difuzia numerică este cel mai mult remarcată atunci când difuzia reală este mică, în situația în care problema studiată este dominată de convecție. Toate schemele numerice utilizate pentru soluționarea numerică a curgerii conțin o mică cantitate de difuzie numerică. Acest lucru se întâmplă deoarece difuzia numerică apare datorită erorilor de trunchiere care sunt o consecință a reprezentării sub formă discretă a ecuațiilor ce guvernează curgerea fluidului. Efectele difuziei numerice asupra soluției numerice pot fi reduse prin utilizarea schemei de discretizare de ordinul doi. Mărimea difuziei numerice este invers proporțională cu mărimea rețelei de discretizare, așa că o altă metodă de a reduce difuzia numerică este să se utilizeze rețele de discretizare cât mai rafinate. Difuzia numerică se poate minimiza dacă curgerea fluidului este aliniată cu rețeaua de discretizare. Dacă se utilizează o rețea de discretizare cu elemente triunghiulare sau tetraedrice, curgerea nu va fi niciodată aliniată cu rețeaua de discretizare. În cazul utilizării unei rețele de discretizare cu elemente patrulatere sau hexaedrice se poate ajunge la situația în care curgerea să fie aliniată cu rețeaua de discretizare. Acest lucru se întâmplă pentru curgerile simple, cum ar fi curgerea într-o conductă lungă. Este mai avantajos să se folosească o rețea de discretizare cu elemente patrulatere sau hexaedrice deoarece se reduce efectul difuziei numerice asupra soluției și se reduce numărul de celule al rețelei.

Datorită realizării simulării numerice a curgerii doar pe un canal rotoric interpaletar anumite fenomene specifice curgerii în gradient advers de presiune nu pot fi puse în evidență. Spre exemplu, la debite mai mici decât cel corespunzător

#### 40 Ecuțiile care guvernează simularea curgerilor ideale – 2

---

punctului optim de funcționare al pompei centrifuge, apare o blocare a anumitor canale interpaletare, datorită desprinderilor curentului de fluid de pe paletele rotorice și recirculărilor. Acest lucru poate fi pus în evidență de simularea numerică a curgerii doar dacă se utilizează întreg domeniul rotoric și nu doar un canal interpaletar.



### 3. Ecuațiile care guvernează simularea curgerilor turbulente 3D în pompele centrifuge

#### 3.1. Detalierea ecuațiilor ce guvernează curgerea turbulentă staționară

Curgerile turbulente sunt caracterizate de câmpuri de viteze fluctuante. Aceste fluctuații se suprapun peste cantitățile de transport cum este momentul și duc la fluctuația cantităților de transport. Deoarece aceste fluctuații pot fi de amplitudine mică și frecvență ridicată, sunt prea solicitante ca și putere de calcul pentru a fi simulate direct în calculele practice ingineresti. În schimb, ecuațiile instantanee ce guvernează curgerea pot fi mediate în timp, mediate în ansamblu sau altfel prelucrate pentru a îndepărta aceste amplitudini scăzute introduse de fluctuații, rezultând astfel un set de ecuații modificate care nu necesită la fel de multă putere de calcul. Oricum, ecuațiile modificate conțin variabile adiționale necunoscute, iar modelele de turbulență existente trebuie să determine valorile acestor variabile suplimentare.

Soluționarea curgerii turbulente s-a realizat cu ajutorul ecuației de continuitate și a ecuației de mișcare Navier-Stokes. Ecuația de continuitate pentru fluide incompresibile este de forma, Ancușă, [5], Anton&Baya, [13]:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (3.1)$$

Ecuația de mișcare Navier-Stokes pentru mișcarea staționară este de forma, Ancușă, [5], Anton & Baya, [13]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} \quad (3.2)$$

pentru care  $p$  este presiunea statică,  $\rho$  este densitatea lichidului (apă în cazul de față),  $g$  este accelerația gravitațională, iar  $\vec{\tau}$  este tensorul tensiunilor având expresia, Ancușă, [5], Anton&Baya, [13]:

$$\vec{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (3.3)$$

unde  $\mu$  este vâscozitatea moleculară,  $I$  este tensorul unitar, iar al doilea termen din partea dreaptă reprezintă efectul dilatației volumice.

Pentru sistemul relativ de referință, viteza relativă se obține ca fiind:

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.4)$$

unde  $r$  este vectorul de poziție, iar partea stângă a ecuației (3.2) devine:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{w}) + \nabla \cdot (\rho \vec{w} \vec{w}) + 2\rho \vec{\omega} \times \vec{w} + \rho \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + \rho \frac{\partial \vec{\omega}}{\partial t} \times \vec{r} \quad (3.5)$$

### 3.2. Metode principale de simulare a curgerilor turbulente 3D în pompele centrifuge

Domeniul de analiză numerică se obține pe baza desenelor de execuție ale pompei, cu ajutorul preprocesorului GAMBIT 2.2.30. S-a reprezentat doar un singur canal interpaletar, deoarece s-a considerat o curgere ce evoluează la fel în fiecare din cele 5 canale interpaletare. După realizarea domeniului de analiză s-a trecut la discretizarea acestuia, obținându-se o rețea de discretizare structurată. Se vor defini apoi condițiile la limită pentru frontierele domeniului de analiză, urmând a se exporta toate acestea într-un fișier cu extensia *.msh*, fișier ce se va încărca apoi în programul FLUENT 6.3.

Se trece la încărcare fișierului ce conține domeniul de analiză în programul FLUENT 6.3, după care se realizează verificarea și scalarea domeniului de analiză, conform unităților de măsură utilizate pentru reconstrucția sa.

Pentru soluționarea numerică a curgerii fluidului real în pompele centrifuge se alege solverul 3D cu dublă precizie al programului FLUENT 6.3., bazat pe presiune. Cu ajutorul acestui solver câmpul de viteze este obținut din ecuațiile de moment, iar câmpul de presiuni rezultă din rezolvarea ecuației de presiune sau de corecție de presiune care este derivată din prelucrarea ecuațiilor de continuitate și moment. Se vor soluționa ecuațiile integrale de conservare a masei și momentului utilizând o tehnică bazată pe un volum de control care constă în:

- Descompunerea domeniului de analiză în volume de control discrete folosind o rețea de discretizare
- Integrarea ecuațiilor pe fiecare volum de control pentru a construi ecuații algebrice pentru variabilele dependente discrete (necunoscutele) cum sunt viteza și presiunea
- Liniarizarea ecuațiilor discretizate și soluționarea sistemului liniar de ecuații rezultat pentru a obține valorii actualizate ale variabilelor dependente

Solverul bazat pe presiune folosește un algoritm ce aparține unei clase generale de metode denumite metoda proiecției. În metoda proiecției restricția conservării masei câmpului de viteze este îndeplinită prin soluționarea unei ecuații de presiune (sau a unei ecuații de corecție a presiunii). Ecuația presiunii este derivată din ecuațiile de continuitate și moment în așa mod încât câmpul de viteză, corectat de presiune, să satisfacă continuitatea. Din moment ce ecuațiile ce guvernează curgerea sunt neliniare și cuplate, procesul de soluționare presupune iterații în care întregul set de ecuații este rezolvat în mod repetat până când se realizează convergența soluției numerice.

Din cele două variante de solver bazate pe presiune, segregat și cuplat, s-a ales cel segregat. Algoritmul segregat realizează soluționarea una după alta a ecuațiilor ce guvernează curgerea. Fiecare ecuație, în timp ce este rezolvată, este decuplată sau separată de celelalte ecuații, de unde și numele algoritmului. Acest tip de algoritm este eficient din punct de vedere al utilizării resurselor de calcul, din moment ce ecuațiile discretizate necesită a fi stocate în memorie pe rând. Totuși, timpul necesar convergenței soluției numerice este relativ lung, având în vedere că ecuațiile sunt rezolvate într-o manieră decuplată. Algoritmul segregat se bazează pe parcurgerea următorilor pași:

- Se actualizează proprietățile fluidului (densitate, vâscozitate) inclusiv vâscozitatea turbulentă pe baza soluției curente
- Soluționarea ecuațiilor de moment, una după alta, utilizând valorile recent actualizate ale presiunii și a fluxurilor masice pe frontieră

- Soluționarea ecuației de corecție a presiunii utilizând câmpul de viteze recent obținut și fluxul masic
- Corectarea fluxurilor masice pe frontiere, a presiunii și a câmpului de viteze folosind corecția de presiune obținută la pasul anterior
- Soluționarea ecuațiilor pentru mărimile scalare adiționale, dacă există, cum ar fi mărimile turbulente utilizând valorile actuale ale variabilelor
- Actualizarea termenilor sursă ce apar din interacțiunea diverselor faze ale lichidului
- Verificarea convergenței ecuațiilor

Acești pași sunt parcurși până când se îndeplinesc criteriile de convergență.

Apoi se va activa modelul de vâscozitate optim pentru soluționarea curgerii fluidului real în domeniile de analiză numerică. Pentru studiul curgerii fluidului real în pompele centrifuge se alege modelul de turbulență  $k-\varepsilon$  RNG cu activarea opțiunii care ține cont de efectele modificării gradientului de presiune în vecinătatea frontierelor solide ale domeniului de analiză. Se va alege lichidului de lucru, care în cazul de față este apa, și se vor defini condițiile de lucru ce țin de precizarea valorii presiunii de referință, care pentru cazul studiat va fi presiunea atmosferică.

În continuare se vor specifica condițiile pe frontierele domeniului de analiză și pe domeniul de analiză, atât cele care țin de specificarea parametrilor curgerii (viteză și presiune), cât și cei care țin de specificarea parametrilor ce caracterizează turbulența.

În cazul soluționării curgerii lichidului real în pompele centrifuge avem de-a face cu o problemă de curgere nestaționară, dacă ne raportăm la un sistem de referință fix. Dacă utilizăm un sistem de referință relativ, curgerea ideală într-o pompă centrifugă poate fi modelată numeric ca o problemă de curgere staționară în raport cu sistemul de referință relativ. Alegând sistemul de referință relativ se vor modifica ecuațiile de mișcare, prin adăugarea termenilor de accelerație ce apar datorită transformării sistemului de referință absolut în sistem de referință relativ. Soluționând aceste ecuații noi obținute în ipoteza unei curgeri staționare se poate modela numeric curgerea din interiorul rotorului de pompă centrifugă. În această situație condițiile pe frontieră care se impun pentru pereții ce delimitează domeniul de analiză trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- Orice perete ce se rotește odată cu sistemul de referință relativ poate avea forme diverse. Un exemplu îl reprezintă suprafețele ce definesc paleta rotorului de pompă centrifugă. Se va defini în sistemul de referință relativ condiția de aderență a lichidului la perete astfel încât viteza relativă va fi nulă la pereții aflați în mișcare de rotație.
- Frontierele domeniului numeric de analiză care nu se rotesc față de sistemul de referință fix trebuie să fie suprafețe de revoluție față de axa de rotație. Pe aceste frontiere viteza absolută va fi egală cu zero.

Dacă se utilizează frontierele periodice de rotație, acestea trebuie să fie periodice în raport cu axa de rotație.

Condițiile ce descriu curgerea pot fi impuse pe frontierele de intrare și ieșire ale domeniului de analiză pentru ambele sisteme de referință. Spre exemplu, pentru a specifica viteza de curgere la intrarea în rotorul de pompă se poate impune fie viteza absolută, fie viteza relativă. În anumite situații, atunci când se impune presiunea pe secțiunea de intrare a domeniului rotorului de analiză, apar restricții funcție de metoda de specificare a vitezei. Este recomandabil să se utilizeze metoda de formulare cu viteza absolută atunci când, în cea mai mare parte a domeniului de analiză, curgerea nu are componentă de rotație. Folosirea metodei de formulare cu

viteza relativă se pretează situației în care cea mai mare parte a fluidului din domeniul de analiză numerică se rotește.

Pentru condițiile impuse pe frontiera de intrare, legate de specificarea câmpului de viteze, sau cele impuse pe suprafețele solide, impenetrabile de către fluid, se poate specifica fie viteza absolută, fie viteza relativă, indiferent de modul de formulare a vitezelor ales, absolută sau relativă.

Pentru condițiile impuse pe frontiere, legate de specificarea câmpului de presiuni, programul FLUENT 6.3 impune anumite restricții asupra modului în care se specifică presiunea totală și direcția de curgere atunci când se folosește un sistem de referință relativ.

Pentru condițiile impuse pe frontiera de ieșire din domeniul de analiză numerică specificarea presiunii statice este independentă de sistemul de referință. Atunci când apar recirculări în vecinătatea frontierei de ieșire, presiunea statică specificată este folosită ca și presiune totală. Pentru calcule ce folosesc viteze absolute, presiunea statică specificată este folosită ca presiune totală în sistemul de referință absolut, iar pentru formularea cu viteze relative, presiunea statică specificată se consideră a fi presiunea totală în sistemul de referință relativ. În ceea ce privește direcția de curgere în cazul recirculărilor, programul FLUENT 6.3 consideră viteza absolută ca fiind normală pe frontiera de ieșire pentru cazul formulării în viteze absolute, iar pentru formularea în viteze relative, viteza relativă este cea care se consideră normală pe secțiunea de ieșire.

Se vor modifica apoi valorile factorilor de relaxare pentru presiune și moment la o valoare egală cu 0.2 pentru presiune și 0.5 pentru moment. Factorii de relaxare sunt folosiți pentru a controla actualizarea variabilelor de calcul după fiecare iterație.

Schema de discretizare aleasă a fost cea standard pentru presiune și cea de ordinul întâi pentru moment, energie cinetică turbulentă și rata de disipare turbulentă. Această setare permite controlarea termenilor de convecție din ecuațiile ce descriu curgerea. Deși schemele de discretizare standard și cea de gradul întâi conduc de regulă la rezultate mai puțin exacte, ele asigură o bună convergență a soluției numerice. Precizia rezultatelor este îmbunătățită de folosirea unei rețele de discretizare structurate, ce duce la scăderea difuziei numerice.

Cuplarea vitezei cu presiunea se face utilizând algoritmul SIMPLE ce utilizează o relație de legătură între viteză și corecțiile de presiune pentru a impune conservarea masei și a obține câmpul de presiune.

Problema se va inițializa cu valorile specifice secțiunii de intrare în domeniul de analiză și se va porni calculul iterativ de la această secțiune.

### **3.3. Descrierea modelului de turbulență și detalierea avantajelor și dezavantajelor utilizării pentru curgerile în pompele centrifuge**

Din păcate nici un model de turbulență nu este universal acceptat ca fiind superior pentru toate tipurile de probleme de curgere. Alegerea modelului de turbulență depinde de aspecte legate de fizica curgerii, de metoda de soluționare acceptată pentru o clasă specifică de probleme, nivelul de precizie necesar, de resursele de calcul disponibile pentru simularea numerică. Pentru alegerea modelului de turbulență optim pentru soluționarea numerică a curgerii turbulente în pompele centrifuge trebuie analizate diversele modele de turbulență disponibile.

Este puțin probabil să se obțină în viitorul apropiat soluții dependente de timp ale ecuațiilor Navier-Stokes pentru curgeri turbulente caracterizate de numere Reynolds mari din pompele centrifuge, soluții capabile să rezolve totul, până la cea mai mică scară a mișcării. Metoda alternativă aleasă pentru soluționarea ecuațiilor Navier-Stokes a fost medierea Reynolds, astfel încât fluctuațiile turbulente la scară redusă să nu trebuiască să fie simulate numeric direct. Acest lucru presupune introducerea unor termeni suplimentari în ecuațiile ce guvernează curgerea turbulentă, termeni ce trebuie modelați numeric pentru a realiza „închiderea” sistemului de ecuații.

Ecuațiile Navier-Stokes mediate Reynolds (RANS) guvernează transportul mărimilor mediate ale curgerii, astfel întregul domeniu al scărilor de turbulență fiind modelat numeric. Această abordare a modelării numerice reduce necesarul de putere de calcul și este adoptată pe scară largă pentru aplicațiile ingineresti. În programul FLUENT 6.3 sunt disponibile mai multe modele de turbulență, cum ar fi Spalart-Allmaras, variantele de  $k-\varepsilon$ , variantele de  $k-\omega$  și modelul de turbulență Reynolds (RSM), Fluent Inc., [35].

Pentru soluționarea curgerii tridimensionale turbulente din pompele centrifuge investigate a fost ales modelul  $k-\varepsilon$  RNG.

Modelul de turbulență  $k-\varepsilon$  RNG este un model asemănător cu modelul  $k-\varepsilon$  standard, dar cuprinde următoarele îmbunătățiri:

- Modelul RNG conține un termen suplimentar în ecuația lui  $\varepsilon$  care îmbunătățește în mod substanțial precizia de calcul
- Este inclus efectul de swirl asupra turbulenței asigurând astfel o precizie ridicată pentru curgerile dominate de swirl
- Teoria RNG pune la dispoziție o formulă analitică pentru numerele turbulente Prandtl, în timp ce modelul  $k-\varepsilon$  standard utilizează constante specificate de către utilizator
- În timp ce modelul  $k-\varepsilon$  standard este un model pentru numere Reynolds mari, teoria RNG furnizează o formulă diferențială derivată analitic pentru vâscozitatea efectivă specifică efectelor curgerilor cu număr Reynolds mic. Folosirea acestei caracteristici a modelului RNG depinde de un tratament adecvat aplicat în regiunile din vecinătatea frontierelor solide ale domeniului de analiză numerică.

Aceste caracteristici fac modelul de turbulență  $k-\varepsilon$  RNG să aibă rezultate mai precise și mai de încredere pentru o clasă mai largă de curgeri decât modelul  $k-\varepsilon$  standard.

Acest model de turbulență este derivat din ecuațiile instantanee Navier-Stokes, pe baza unei tehnici matematice denumite *metoda de renormalizare a grupului* (RNG). Derivarea analitică duce la obținerea unui model cu constante diferite de cele întâlnite în cazul modelului  $k-\varepsilon$  standard, și a unor termeni și funcții suplimentare în ecuațiile de transport pentru  $k$  și  $\varepsilon$ .

Ecuația de transport pentru energia cinetică turbulentă pentru acest model de turbulență este, Fluent Inc., [35]:

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} k + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.6)$$

Ecuația de transport pentru disipația energiei cinetice turbulente va fi, Fluent Inc., [35]:

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} \varepsilon + \rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.7)$$

În ecuațiile (3.6) și (3.7)  $G_k$  reprezintă generarea energiei cinetice turbulente datorată gradientului vitezei medii definit din ecuația de transport exactă a energiei cinetice turbulente  $k$ , Fluent Inc., [35]:

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.8)$$

unde cu ajutorul ipotezei lui Boussinesq, Fluent Inc., [35]:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.9)$$

pentru care  $S$  este media tensorului tensiunilor, Fluent Inc., [35]:

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.10)$$

cu tensiunile de forma, Fluent Inc., [35]:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.11)$$

$G_b$  reprezintă generarea energiei cinetice turbulente datorată forței ascensionale și se calculează cu relația:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.12)$$

unde  $Pr_t$  este numărul Prandtl turbulent pentru energie, iar  $g_i$  este componenta vectorului accelerației gravitaționale după direcția  $i$ . Pentru modelul de turbulență RNG, numărul Prandtl se calculează cu relația, Fluent Inc., [35]:

$$Pr_t = \frac{1}{a} \quad (3.13)$$

unde  $a$  reprezintă difuzivitatea termică și se calculează cu relația (3.21),

$$a_0 = \frac{1}{Pr} = \frac{k}{\mu c_p} \quad (3.14)$$

Coeficientul expansiune termice,  $\beta$ , este definit de ecuația, Fluent Inc., [35]:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.15)$$

Se observă din ecuațiile de transport ale energiei cinetice turbulente  $k$  faptul că această energie are tendința să crească în cazul stratificării instabile ( $G_b > 0$ ). Pentru stratificarea stabilă, forța ascensională are tendința să suprimă turbulența ( $G_b < 0$ ). Programul FLUENT 6.3, efectele forței ascensionale asupra generării de  $k$  sunt totdeauna luate în considerare atunci când are loc o curgere a fluidului într-un câmp gravitațional caracterizat de o accelerație gravitațională diferită de zero. În timp ce efectele forței ascensionale asupra energiei cinetice turbulente  $k$  sunt relativ bine studiate, efectele asupra disipației energiei cinetice  $\varepsilon$  sunt mai puțin cunoscute. În FLUENT 6.3 efectele forței ascensionale asupra  $\varepsilon$  sunt neglijate prin atribuirea

valorii nule mărimii  $G_b$  din ecuația de transport (3.7). Gradul în care mărimea  $\varepsilon$  este influențată de forța ascensională este determinat de constanta  $C_{3\varepsilon}$ . Această constantă se calculează cu relația, Fluent Inc., [35]:

$$C_{3\varepsilon} = \tanh\left|\frac{v}{u}\right| \quad (3.16)$$

unde  $v$  este componenta vitezei de curgere paralelă cu vectorul accelerație gravitațională și  $u$  este componenta vitezei de curgere perpendiculară pe același vector. În acest caz, valoarea constantei  $C_{3\varepsilon}$  va fi 1 pentru curgerile cu direcție paralelă cu vectorul accelerație gravitațională și 0 pentru curgerile cu direcție perpendiculară pe vectorul accelerație gravitațională.

Variabila  $Y_M$  reprezintă contribuția dilatației fluctuante în turbulența compresibilă asupra ratei totale de disipație, iar pentru studiul curgerii fluidelor incompresibile această mărime se neglijează. Mărimile  $a_k$  și  $a_\varepsilon$  reprezintă inversul numerelor Prandtl efective pentru  $k$  și  $\varepsilon$ , iar  $S_k$  și  $S_\varepsilon$  sunt mărimi ce se definesc de către utilizator.

Pentru calculul vâscozității turbulente cu ajutorul modelului de turbulență RNG se utilizează următoarea ecuație diferențială obținută din procedura de eliminare a scării lungimilor, Fluent Inc., [35]:

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (3.17)$$

în care, Fluent Inc., [35]:

$$\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu} \text{ și } C_v \approx 100 \quad (3.18)$$

Ecuația (3.18), în care  $\mu$  este vâscozitatea dinamică, se integrează pentru a obține o descriere exactă asupra modului în care transportul turbulent efectiv variază în funcție de numărul Reynolds efectiv, permițând modelului de turbulență ales să surprindă mai bine fenomenele ce au loc la numere Reynolds scăzute și în vecinătatea frontierelor solide ale domeniului de analiză numerică. Se va obține următoarea relație de calcul, Fluent Inc., [35]:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.19)$$

în care  $C_\mu = 0.0845$ . Programul FLUENT 6.3 calculează inițial vâscozitatea efectivă,  $\mu_{eff}$ , folosind relația (3.19) specifică curgerilor cu număr Reynolds mare, dar există și posibilitatea utilizării relației (3.18) atunci când avem de-a face cu o curgere caracterizată de un număr Reynolds mic.

Datorită faptului că turbulența este afectată de rotație sau swirl în curgerea medie, vâscozitatea dinamică turbulentă a fost ajustată cu o relație de forma, Fluent Inc., [35]:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(a_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (3.20)$$

unde  $\mu_{t0}$  este valoarea vâscozității turbulente calculate fără a se ține cont de swirl cu relația (3.17) sau (3.18),  $\Omega$  este un număr caracteristic de swirl evaluat de către FLUENT, iar  $a_s$  este o constantă de swirl ce ține seama de intensitatea swirlului. Pentru curgeri al fluidului cu un swirl moderat valoarea lui  $a_s$  va fi 0.07, iar pentru curgeri cu swirl mai mare se pot seta valori mai mari ale acestei mărimi.

Numerele Prandtl efective inverse  $\alpha_k$ ,  $\alpha_\varepsilon$  sunt calculate cu ajutorul ecuației, Fluent Inc., [35]:

$$\left| \frac{a - 1.3929}{a_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{a + 2.3929}{a_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (3.21)$$

unde  $a_0 = 1$ , iar  $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1.393$ .

Termenul  $R_\varepsilon$  din ecuația (3.7) are expresia, Fluent Inc., [35]:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (3.22)$$

unde  $\eta = Sk/\varepsilon$ ,  $\eta_0 = 4.38$ ,  $\beta = 0.012$ , Fluent Inc., [35].

Utilizând relația (3.22) termenul al treilea și al patrulea din partea dreaptă a ecuației (3.7) se poate scrie astfel:

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} \varepsilon + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.23)$$

unde  $C_{2\varepsilon}^*$  este definit de ecuația, Fluent Inc., [35]:

$$C_{2\varepsilon}^* \equiv C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1 + \beta \eta^3} \quad (3.24)$$

În zonele de curgere în care  $\eta < \eta_0$ , termenul  $R$  are o contribuție pozitivă, și  $C_{2\varepsilon}^*$  devine mai mare decât  $C_{2\varepsilon}$ . În zonele de curgere în care  $\eta > \eta_0$ , termenul  $R$  are o contribuție negativă, și  $C_{2\varepsilon}^*$  devine mai mic decât  $C_{2\varepsilon}$ . În comparație cu modelul de turbulență  $k-\varepsilon$  standard, modelul RNG oferă o vâscozitate turbulentă mai scăzută, acest lucru explicând superioritatea performanței acestui model pentru studiul numeric al curgerilor în pompele centrifuge.

Constantele ce apar în ecuația (3.7) au următoarele valori, determinate analitic de teoria RNG, Fluent Inc., [35]:

$$C_{1\varepsilon} = 1.42, C_{2\varepsilon} = 1.68, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (3.25)$$

Datorită termenilor adiționali și a funcțiilor din ecuațiile ce guvernează curgerea și a gradului mai ridicat de neliniaritate, simularea numerică a curgerii turbulente utilizând modelul de turbulență  $k-\varepsilon$  RNG necesită o mai mare putere de calcul și un timp de calcul mai lung cu până la 10-15 % decât dacă s-ar utiliza modelul  $k-\varepsilon$  standard. În afara faptului legat de timpul necesar pentru o iterație, alegerea modelului de turbulență poate afecta capacitatea programului FLUENT 6.3 de a obține o soluție convergentă. Spre exemplu, se știe că modelul  $k-\varepsilon$  standard este ușor prea difuziv în anumite situații, în timp ce modelul  $k-\varepsilon$  RNG este proiectat astfel încât vâscozitatea turbulentă este redusă ca și răspuns la valori mari ale turbulenței. Din moment ce difuzia are un efect stabilizator asupra soluției numerice, este posibil ca modelul RNG să fie instabil în cazul soluțiilor staționare. Oricum, acest lucru nu trebuie privit neapărat ca un dezavantaj al modelului RNG, din moment ce aceste caracteristici îl fac mai receptiv la instabilitățile fizice cum ar fi cele specifice generate de prezența vârtejului turbulent.



### 3.4. Funcții de perete utilizate în calculul câmpului hidrodinamic

Curgerile turbulente din pompele centrifuge sunt influențate semnificativ de prezența frontierelor solide ale domeniului de analiză numerică. Câmpul de viteze mediu este afectat de condiția de aderență la perete. În apropierea frontierei solide, amortizarea vâscoasă reduce fluctuațiile vitezei tangențiale, în timp ce blocarea cinematică reduce fluctuațiile din direcție normală.

Modelarea numerică a zonei din vecinătatea peretelui solid are un impact semnificativ asupra preciziei soluției numerice, având în vedere că pereții solizi reprezintă sursele principale de vorticitate și turbulență. În zona din vecinătatea peretelui solid variabilele soluției numerice au variații ample. Astfel că, o modelare numerică precisă a curgerii fluidelor în această regiune determină o analiză numerică calitativă a curgerilor turbulente din zona pereților solizi.

Modelul de turbulență  $k-\varepsilon$  RNG este în general valid pentru curgeri cu nucleu turbulent, adică curgeri în zone îndepărtate de frontierele solide ale domeniului de analiză. Trebuie făcute precizări legate de cum să se facă acest model potrivit pentru curgeri în zona frontierelor solide. Numeroase experimente au arătat că regiunea din domeniul de analiză numerică aflată în apropierea frontierei solide poate fi împărțită în trei straturi. În interiorul stratului cel mai apropiat de perete, denumit *substrat vâscos*, curgerea fluidului este aproape laminară, iar vâscozitatea joacă un rol important în ecuațiile de moment. În stratul exterior, denumit *stratul complet turbulent*, turbulența este cea care joacă un rol important. Mai există și un strat intermediar între cele două straturi deja enumerate, în care efectele vâscozității moleculare și ale turbulenței au aceeași importanță.

În mod tradițional există două metode pentru a modela curgerea fluidelor în regiunea adiacentă frontierei solide a domeniului. Prima metodă nu soluționează curgerea din zona stratului vâscos, în schimb sunt utilizate relații semi-empirice denumite *funcții de perete* pentru a lega substratul vâscos de stratul complet turbulent. Utilizarea funcțiilor de perete înlătură necesitatea modificării modelului de turbulență pentru a ține cont de prezența frontierei solide. Cea de-a doua metodă presupune modificarea modelului de turbulență pentru a permite modelarea numerică a curgerii în zona stratului vâscos. Această metodă poartă numele de *modelare în vecinătatea peretelui*.

Pentru studiul curgerii fluidelor cu numere Reynolds mari, utilizarea metodei funcției de perete duce la economisirea resurselor de calcul, deoarece zona stratului vâscos, în care au loc schimbări rapide ale variabilelor ce alcătuiesc soluția numerică, nu mai este soluționată numeric. Abordarea curgerii cu metoda funcției de perete este mai populară deoarece este economică, robustă și suficient de exactă. Această metodă nu este potrivită a se utiliza atunci când efectele numărului Reynolds mic sunt în tot domeniul de analiză, iar ipotezele care stau la baza acestei metode încetează să fie valabile. Asemenea situații necesită o abordare cu metoda modelării în vecinătatea peretelui care sunt valide zonele în care vâscozitatea joacă un rol important.

Funcțiile de perete reprezintă o colecție de formule și funcții semi-empirice care leagă variabilele soluției din celulele din vecinătatea peretelui și mărimile corespunzătoare de pe perete. Funcțiile la perete sunt compuse din:

- Legi la perete pentru viteza medie
- Formule pentru mărimile turbulente din vecinătatea peretelui.

Programul FLUENT 6.3 oferă pentru modelul de turbulență ales patru opțiuni pentru specificarea metodei funcției la perete:

- Funcții la perete standard
- Funcții la perete neechilibrate
- Tratament amplificat la perete
- Funcții la perete definite de utilizator

Pentru studiul de față, pe baza bibliografiei analizate, (Aysheshim&Stoffel, [18], Blanco-Marigorta, [28], Chen & Patel, [31], Frobenius et. al., [36]), s-a ales opțiunea de tratament amplificat la perete.

Tratamentul amplificat la perete reprezintă o metodă de modelare numerică a curgerii în zona din vecinătatea peretelui ce combină un model cu două straturi cu funcții de amplificare la perete. Cum rețeaua de discretizare este suficient de fină pentru a putea rezolva substratul laminar ( $y^+ \approx 1$ ), atunci metoda tratamentului amplificat la perete va fi identică cu modelul tradițional cu două straturi zonale. Totuși, restricțiile impuse asupra gradului de rafinare a rețelei de discretizare pot duce la necesitatea utilizării unei puteri de calcul ridicate, de care Centrul Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe dispune. Este de dorit să existe o formulare în vecinătatea peretelui care să poată fi folosită cu rețele de discretizare grobe cât și cu rețele de discretizare rafinate. În plus, erori excesive nu ar trebui să apară nici pentru rețele de discretizare intermediare, care sunt prea rafinate pentru ca centrul celulei de discretizare din vecinătatea peretelui să se găsească în zona complet turbulentă, dar totuși prea grobe pentru o rezolvare adecvată a substratului.

Pentru a îndeplini obiectivul de a avea o abordare de modelare numerică a regiunii din vecinătatea peretelui care să posedă precizia metodei standard cu două straturi pentru rețele de discretizare rafinate în vecinătatea peretelui și în același timp să nu reducă semnificativ precizia rețelelor de discretizare specifice funcțiilor de perete, programul FLUENT 6.3 combină modelul cu două straturi cu funcțiile de amplificare la perete.

Modelele din vecinătatea peretelui pe care le conține FLUENT 6.3 regiunea afectată de vâscozitate din vecinătatea peretelui este complet soluționată numeric până la substratul vâscos. Metoda cu două straturi este parte integrantă a tratamentului amplificat la perete și este utilizată pentru a specifica disipația energiei cinetice turbulente și a vâscozității turbulente în celulele domeniului de analiză numerică din vecinătatea frontierei solide. Această abordare presupune divizare întregului domeniu de analiză numerică într-o zonă afectată de vâscozitate și o zonă complet turbulentă. Demarcarea celor două zone este determinată de un număr Reynolds turbulent,  $Re_y$ , având ca punct de referință distanța față de perete, Fluent Inc., [35]:

$$Re_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (3.26)$$

unde  $y$  este lungimea normalei duse de la perete până în centrul celulei de discretizare. În FLUENT 6.3,  $y$  este considerat ca distanța până la cel mai apropiat perete, Fluent Inc., [35]:

$$y = \min_{\vec{r}_w \in \Gamma_w} \|\vec{r} - \vec{r}_w\| \quad (3.27)$$

în care  $\vec{r}$  reprezintă vectorul de poziție al punctului din câmp, iar  $\vec{r}_w$  este vectorul de poziție al frontierei solide.  $\Gamma_w$  este totalitatea frontierelor solide ale domeniului de analiză. Această abordare permite ca  $y$  să fie definit în mod unic în domenii de

analiză cu o formă geometrică complexă, cum este domeniul de analiză al pompelor centrifuge. Mai mult decât atât,  $y$  definit în acest mod este independent de tipul de rețea de discretizare ales, și este ușor de definit chiar și în cazul rețelelor nestructurate.

În zona complet turbulentă ( $Re_y > Re_y^*$ ,  $Re_y^* = 200$ ) pentru soluționarea numerică a curgerii se utilizează modelul de turbulență  $k-\varepsilon$  RNG, iar în zona afectată de vâscozitate din vecinătatea peretelui ( $Re_y < Re_y^*$ ) se utilizează modelul cu o ecuație al lui Wolfstein, [114]. Acest model utilizează ecuațiile de moment și cele ale energiei cinetice turbulente. Vâscozitatea turbulentă se va calcula cu următoarea relație:

$$\mu_{t,2straturi} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (3.28)$$

în care scara lungimilor,  $l_\mu$ , se determină cu ecuația:

$$l_\mu = y C_l^* \left( 1 - e^{-\frac{Re_y}{A_\mu}} \right) \quad (3.27)$$

Modelarea cu două straturi pentru vâscozitatea turbulentă, exprimată de relația (3.26) este utilizată ca o parte a tratamentului de amplificare la perete, în care definiția celor două straturi este combinată cu definiția pentru numere Reynolds mari a lui  $\mu_t$  din regiunea exterioară sub forma propusă de Jongen, [48]:

$$\mu_{t,amp} = \lambda_\varepsilon \mu_t + (1 - \lambda_\varepsilon) \mu_{t,2straturi} \quad (3.29)$$

unde  $\mu_t$  este definit corespunzător numerelor Reynolds mari pentru modelul  $k-\varepsilon$  RNG. Se definește o funcție de combinare,  $\lambda_\varepsilon$ , în așa fel încât să fie egală cu unitatea, la distanță mare de perete, și zero, foarte aproape de perete. Funcția de combinare aleasă este, Fluent Inc., [35]:

$$\lambda_\varepsilon = \frac{1}{2} \left[ 1 + \tanh \left( \frac{Re_y - Re_y^*}{A} \right) \right] \quad (3.30)$$

Constanta  $A$  determină amplitudinea funcției de combinare. Definind o amplitudine astfel încât valoarea funcției  $\lambda_\varepsilon$  să fie în marja de 1 % din valoarea ei de câmp depărtat dată de variația lui  $\Delta Re_y$ , rezultatul va duce la următoarea relație de calcul, Fluent Inc., [35]:

$$A = \frac{|\Delta Re_y|}{\tanh(0.98)} \quad (3.31)$$

De obicei, valoarea lui  $\Delta Re_y$  este cuprinsă între 5 % și 20 % din  $Re_y^*$ . Scopul principal al funcției de combinare este să asigure convergența soluției numerice atunci când soluția  $k-\varepsilon$  RNG în stratul exterior nu corespunde cu formularea cu două straturi.

Câmpul disipației energiei cinetice turbulente se calculează cu ecuația, Fluent Inc., [35]:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_{\varepsilon}} \quad (3.32)$$

Scările de lungimi ce apar în relația (3.31) sunt calculate conform Chen și Patel, [31]:

$$l_{\varepsilon} = yC_l^* \left( 1 - e^{-\frac{Re_y}{A_{\varepsilon}}} \right) \quad (3.33)$$

Constantele ce intervin în relațiile de calcul (3.27) și (3.32) sunt date de Chen și Patel, [31] ca fiind:

$$C_l^* = kC_{\mu}^{-\frac{3}{4}}, \quad A_{\mu} = 70, \quad A_{\varepsilon} = 2C_l^* \quad (3.34)$$

În cazul simulării numerice a curgerii turbulente în vecinătatea pereților solizi a fost utilizată o singură lege de perete pentru întreaga zonă de strat limită: stratul laminar, zona de tranziție și zona turbulentă, care în FLUENT 6.3 este obținută din combinarea unor legi la perete liniare (pentru laminar) și logaritmice (pentru turbulent) folosind o funcție sugerată de Kader, [49] :

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} u_{turb}^+ \quad (3.35)$$

unde funcția de combinare  $\Gamma$  este dată de:

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1 + by^+} \quad (3.36)$$

pentru care constantele au valorile  $a = 0.01$  și  $b = 5$

Derivata  $\frac{du^+}{dy^+}$  va fi definită prin:

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^{\Gamma} \frac{du_{lam}^+}{dy^+} + e^{\frac{1}{\Gamma}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (3.37)$$

În acest fel legea de perete poate lua în calcul și influența gradientilor de presiune. Totodată comportarea asimptotică pentru diferite valori ale  $y^+$  este corect reprezentată, precum și profilele de viteză în regiunile în care  $3 < y^+ < 10$ .

Prin selectarea opțiunii de luare în considerare a efectelor gradientului de presiune,

ecuația pentru  $\frac{du_{turb}^+}{dy^+}$  derivată din combinarea metodelor dezvoltate de White și

Cristoph, [113], și Huang et al., [45], va depinde doar de  $a$ :

$$\frac{du_{turb}^+}{dy^+} = \frac{1}{ky^+} (S')^{\frac{1}{2}} \quad (3.38)$$

unde

$$S' = \begin{cases} 1 + ay^+, & y^+ < y_s^+ \\ 1 + ay_s^+, & y^+ \geq y_s^+ \end{cases} \quad (3.39)$$

și

$$a \equiv \frac{v_w}{\tau_w u^*} \frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{\rho^2 (u^*)^3} \frac{dp}{dx} \quad (3.40)$$

### 3.5. Definirea problemelor de curgere pe fiecare subdomeniu

Definirea problemelor de curgere pe domeniu presupune precizarea condițiilor la limită, specifice fiecărui punct de funcționare analizat, pe fiecare frontieră ce alcătuiește domeniul de analiză numerică. Pentru domeniul rotoric, precum și pe domeniul de analiză al tronsonului de aspirație s-a definit un set identic de condiții pe frontiere.

Astfel, pe suprafața de intrare în domeniul rotoric și cel al tronsonului de aspirație s-a impus o viteză constantă și normală la suprafață, condiția denumită *velocity inlet*, Fluent Inc., [35]. Impunerea vitezei constante și uniforme pe secțiunea de intrare în rotor reprezintă o ipoteză simplificatoare necesară pentru soluționarea curgerii staționare în interiorul rotorului pompei centrifuge. Modulul vitezei s-a calculat din condiția de debit corespunzătoare punctului de funcționare:

$$v_{IN} = \frac{Q}{S_{IN}} \quad (3.41)$$

unde  $S_{IN}$  reprezintă aria suprafeței de la intrarea în domeniul de analiză, rotoric și de aspirație, iar  $Q$  debitul specific fiecărui punct de funcționare analizat. Parametrii utilizați pentru definirea turbulenței la intrare în domeniul de analiză au fost intensitatea de turbulență,  $I$ , și diametrul hidraulic,  $D_h$ . Intensitatea turbulenței se definește ca raportul dintre rădăcina pătrată a variației vitezei,  $v'$ , și viteza medie,  $v_m$ , Fluent Inc., [35]:

$$I \equiv \frac{v'}{v_m} = 0.16 (Re_{D_h})^{-\frac{1}{8}} \quad (3.42)$$

Valorile alese pentru cei doi parametri ce descriu turbulența au fost:

$$I = 3\%, \quad D_h = D_{IN} \quad (3.43)$$

unde  $D_{IN}$  reprezintă diametrul de la intrarea în rotorul de pompă centrifugă sau în tronsonul de aspirație.

Pentru ieșirea din domeniul rotoric și cel de aspirație s-a impus condiția la limită de presiune constantă și egală cu presiunea atmosferică (condiția denumită *pressure outlet*, Fluent Inc., [35]). Parametrii utilizați pentru definirea turbulenței la ieșirea din domeniul de analiză au fost tot intensitatea de turbulență,  $I$ , și diametrul hidraulic,  $D_h$ . Valorile alese pentru cei doi parametri ce descriu turbulența au fost:

$$I = 3\%, D_h = D_{OUT} \quad (3.44)$$

unde  $D_{OUT}$  reprezintă diametrul de la ieșirea din rotorul de pompă centrifugă sau din domeniul de aspirație.

Pe suprafețele solide ale domeniilor de calcul s-a impus anularea vitezei relative, condiție denumită *wall*, Fluent Inc., [35]. Se precizează faptul că frontierele solide se rotesc cu aceeași turație ca și fluidul prin alegerea opțiunii *moving wall*, Fluent Inc., [35]. Mișcare de rotație este o mișcare relativă față de fluid cu o viteză de rotație egală cu zero și având aceeași axă de rotație cu fluidul, axa  $z$ . Se impune condiția de aderență a fluidului la perete, prin alegerea opțiunii denumită *no slip*, Fluent Inc., [35].

Pentru suprafețele periodice ale canalelor interpaletare de rotor s-a specificat faptul că sunt suprafețe periodice de rotație față de axa de rotație  $z$ , ce se află poziționată în originea sistemului de referință. S-a impus periodicitatea presiunii, a vitezei și a parametrilor de turbulență:

$$p(r, \theta, z) = p\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (3.45)$$

$$\vec{v}(r, \theta, z) = \vec{v}\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (3.46)$$

$$k(r, \theta, z) = k\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (3.47)$$

$$\varepsilon(r, \theta, z) = \varepsilon\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (3.48)$$

unde  $n_p$  reprezintă numărul de palete rotorice, număr egal în cazul de față cu 5.

Pentru domeniul de analiză al rotorului de pompă centrifugă și al tronsonului de aspirație se alege ca natură a materialului de lucru apa. Pentru domeniul de analiză rotoric se specifică poziția axei de rotație, în origine, direcția după care se rotește domeniul, direcția axei  $z$ , și turația cu care se rotește rotorul pompei centrifuge.

În figura 3.1 sunt prezentate condițiile la limită impuse pe frontierele domeniului de analiză rotoric pentru a se realiza simularea numerică a curgerii turbulente. S-a reconstruit și traseul de la aspirație al pompei MU 81 pentru a putea fi calculate pierderile hidraulice ce apar la curgerea apei prin acesta. Pentru obținerea domeniului de analiză numerică tridimensional s-au utilizat desenele de execuție, iar rezultatul reconstrucției geometrice realizate cu ajutorul programului GAMBIT 2.2.30 împreună cu condițiile la limită impuse pe frontierele domeniului de analiză al tronsonului de aspirație este redat în figura 3.2.

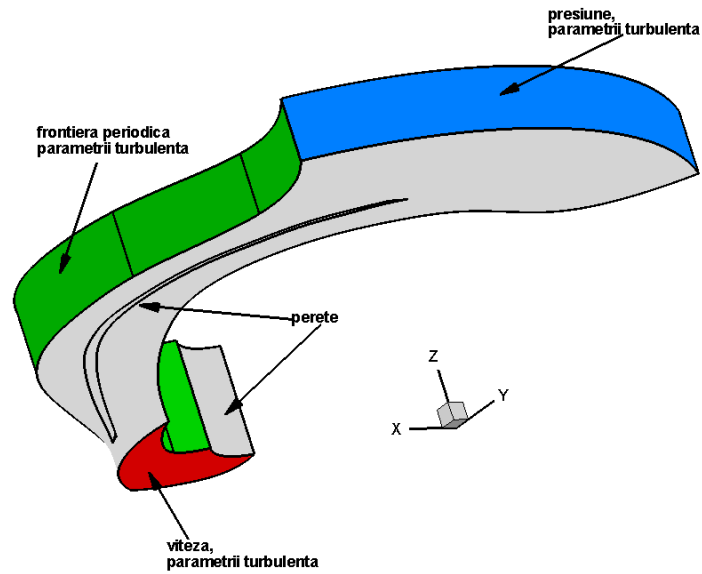


Figura 3.1. Condițiile impuse pe frontierele domeniului de analiză pentru pompa MU 81, ce echipează stația de pompare Lotru Aval

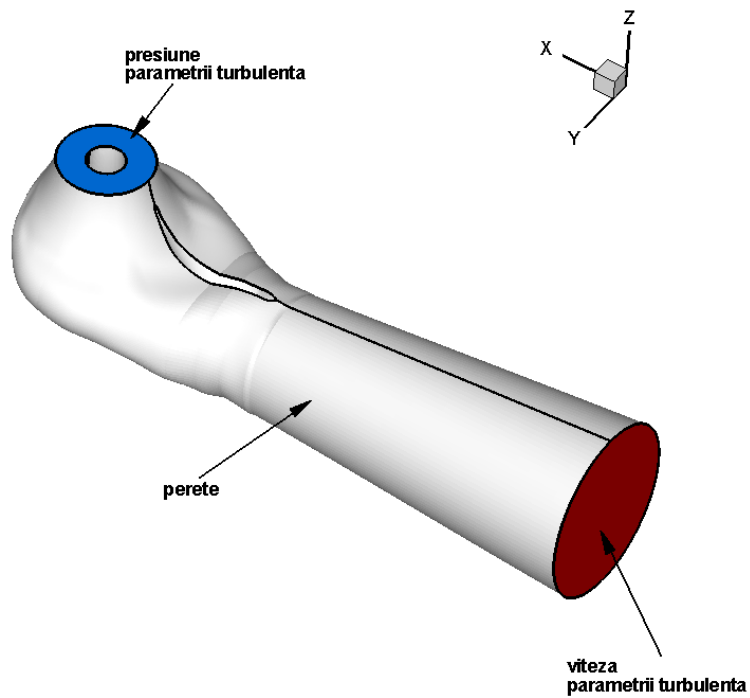


Figura 3.2. Geometria tronsonului de la aspirație pentru pompa centrifugă tip MU 81, ce echipează stația de pompare Lotru Aval, cu evidențierea condițiilor impuse pe frontiere

### **3.6. Concluzii**

În acest capitol s-au prezentat ecuațiile care guvernează curgerea turbulentă staționară în pompele centrifuge și metodologia necesară pentru simularea numerică a unei astfel de curgeri. S-a realizat o descriere a modelului de turbulență ales pentru realizarea simulării numerice, prezentându-se principalele avantaje și dezavantaje ale acestuia, precum și o prezentare amănunțită a funcțiilor de perete alese pentru a modela numeric curgerea turbulentă din vecinătatea frontierelor solide.

De asemenea s-au enumerat și explicitat condițiile impuse pe frontierele domeniului de analiză pentru a putea modela curgerea turbulentă ce are loc în rotoarele de pompe centrifuge analizate.



## 4. Ecuațiile care guvernează simularea curgerilor bifazice cavitaționale

### 4.1. Ecuațiile care guvernează curgerea cavitațională bifazică

Pentru studiul curgerii cavitaționale bifazice a apei prin pompa centrifugă se utilizează următoarea formă a ecuației de continuitate, Fluent Inc., [35]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (4.1)$$

unde  $\vec{v}_m$  este viteza medie a amestecului și se calculează cu relația:

$$\vec{v}_m = \frac{\sum_{k=1}^n a_k \rho_k \vec{v}_k}{\rho_m} \quad (4.2)$$

iar densitatea amestecului de faze se determină pe baza ecuației:

$$\rho_m = \sum_{k=1}^n a_k \rho_k \quad (4.3)$$

unde  $a_k$  reprezintă fracția volumică a fazei  $k$  din amestec.

Ecuația de moment pentru amestecul de faze se poate obține prin însumarea ecuațiilor de moment a tuturor fazelor. Se poate exprima astfel, Fluent Inc., [35]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = & -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m) + \nabla \vec{v}_m^T] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \\ & + \nabla \cdot \left( \sum_{k=1}^n a_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k} \right) \end{aligned} \quad (4.4)$$

unde  $n$  reprezintă numărul de faze,  $\vec{F}$  sunt forțele masice, iar  $\mu_m$  reprezintă vâscozitatea amestecului și se calculează cu relația:

$$\mu_m = \sum_{k=1}^n a_k \mu_k \quad (4.5)$$

$\vec{v}_{dr,k}$  este viteza de migrație a fazei secundare  $k$  se definește cu relația (4.6) ca fiind diferența dintre viteza fazei secundare,  $\vec{v}_k$ , și viteza medie a amestecului,  $\vec{v}_m$ :

$$\vec{v}_{dr,k} = \vec{v}_k - \vec{v}_m \quad (4.6)$$

Viteza relativă,  $\vec{v}_{pq}$ , denumită și viteză de alunecare, este definită ca diferența dintre viteza fazei secundare  $p$ ,  $\vec{v}_p$ , și viteza fazei primare  $q$ ,  $\vec{v}_q$ :

$$\vec{v}_{pq} = \vec{v}_p - \vec{v}_q \quad (4.7)$$

Fracția masică pentru oricare dintre cele două faze,  $k$ , se calculează cu relația, Fluent Inc., [35]:

$$c_k = \frac{a_k \rho_k}{\rho_m} \quad (4.8)$$

Legătura dintre viteza de migrațiune,  $\vec{v}_{dr,k}$ , și viteza relativă,  $\vec{v}_{pq}$ , este descrisă de ecuația, Fluent Inc., [35]:

$$\vec{v}_{dr,p} = \vec{v}_{pq} - \sum_{k=1}^n c_k \vec{v}_{qk} \quad (4.9)$$

Modelul matematic implementat în FLUENT 6.3 și ales pentru simularea numerică a curgerii bifazice utilizează o anume formulare matematică pentru alunecare. Ipoteza de bază a modelului algebric al amestecului pentru alunecare este că se impune o relație algebrică pentru viteza relativă, trebuind atins un echilibru local între faze într-un interval de timp scurt. Conform lui Manninen et al., [59], forma vitezei relative,  $\vec{v}_{pq}$ , este dată de relația de calcul următoare:

$$\vec{v}_{pq} = \frac{\tau_p}{f_{drag}} \frac{(\rho_p - \rho_m)}{\rho_p} \vec{a} \quad (4.10)$$

unde  $\tau_p$  timpul de relaxare al particulei și se calculează cu ecuația:

$$\tau_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu_q} \quad (4.11)$$

iar  $d$  este diametrul bulelor din faza secundară  $p$ ,  $\vec{a}$  reprezintă accelerația bulelor ce alcătuiesc faza secundară. Funcția inițială de rezistență la înaintare,  $f_{drag}$ , este definită de Schiller&Naumann, [82], ca fiind:

$$f_{drag} = \begin{cases} 1 + 0.15 Re^{0.687} & Re \leq 1000 \\ 0.0183 Re & Re > 1000 \end{cases} \quad (4.12)$$

Accelerația bulelor ce intră în compoziția fazei secundare se calculează cu relația:

$$\vec{a} = \vec{g} - (\vec{v}_m \cdot \nabla) \vec{v}_m - \frac{\partial \vec{v}_m}{\partial t} \quad (4.13)$$

Cea mai simplă formulare algebrică pentru alunecare îl reprezintă așa numitul model al migrației fluxului, în care accelerația unei bule este dată de gravitație și/sau de forța centrifugă și timpul de relaxare este modificat pentru a lua în considerare prezența altor bule.

În cazul curgerilor turbulente viteza relativă trebuie să conțină un termen de difuzie datorită dispersiei care apare în ecuația de moment pentru faza dispersată. Programul FLUENT 6.3 adaugă această dispersie la viteza relativă, Fluent Inc., [35]:

$$\vec{v}_{pq} = \frac{(\rho_p - \rho_m) d_p^2}{18\mu_q f_{drag}} \vec{a} - \frac{v_m}{a_p \sigma_D} \nabla a_q \quad (4.14)$$

în care  $v_m$  reprezintă vâscozitatea turbulentă a amestecului de lichid și vapori și  $\sigma_D$  este un coeficient Prandtl de dispersie.

Din ecuația de continuitate specifică fazei secundare,  $p$ , a amestecului, ecuația fracție volumice pentru faza secundară se poate obține cu ecuația următoare:

$$\frac{\partial}{\partial t}(a_p \rho_p) + \nabla \cdot (a_p \rho_p \vec{v}_m) = -\nabla \cdot (a_p \rho_p \vec{v}_{dr,p}) + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{qp} - \dot{m}_{pq}) \quad (4.15)$$

## 4.2. Metode principale de simulare a curgerilor cavitaționale turbulente 3D în pompele centrifuge

Domeniul de analiză numerică se obține pe baza desenelor de execuție ale pompei, cu ajutorul preprocesorului GAMBIT 2.2.30. S-a reprezentat doar un singur canal interpaletar, deoarece s-a considerat o curgere ce evoluează la fel în fiecare din cele 5 canale interpaletare. După realizarea domeniului de analiză s-a trecut la discretizarea acestuia, obținându-se o rețea de discretizare structurată. Se vor defini apoi condițiile la limită pentru frontierele domeniului de analiză, urmând a se exporta toate acestea într-un fișier cu extensia *.msh*, fișier ce se va încărca apoi în programul FLUENT 6.3.

Se trece la încărcare fișierului ce conține domeniul de analiză în programul FLUENT 6.3, după care se realizează verificarea și scalarea domeniului de analiză, conform unităților de măsură utilizate pentru reconstrucția sa.

Pentru soluționarea numerică a curgerii cavitaționale turbulente în pompele centrifuge se alege solverul 3D cu dublă precizie al programului FLUENT 6.3., bazat pe presiune.

Se alege modelul de amestec bifazic, în care se ține cont de viteza de alunecare, acest lucru realizându-se prin activarea opțiunii *slip velocity*. Se încarcă din baza de date cu materialele de lucru, proprietățile vaporilor de apă. Următorul pas îl constituie definirea celor două faze ale amestecului: prima se definește faza lichidă, având ca material de lucru apa lichidă, iar faza secundară o constituie vaporii, având ca material de lucru vaporii de apă. Se definește apoi interacțiunea ce are loc între cele două faze, prin precizarea coeficientului de rezistență, definit conform Shiller&Naumann, [82], a vitezei de alunecare, definită conform Manninen et al., [59], și prin activarea modelului de cavitație. După activarea modelului de cavitație se rețin valorile inițiale pentru presiunea de vaporizare a apei, coeficientul de tensiune la suprafață și fracția masică de gaze necondensabile.

Formularea de viteză utilizată pentru soluționarea numerică a curgerii bifazice cavitaționale este cea absolută, așa cum rezultă din recomandările Fluent Inc., [35].

Modelul de turbulență ales pentru simularea numerică a curgerii cavitaționale turbulente este modelul *k-ε* realizabil, în care se utilizează un tratament amplificat la perete prin care se ține seama de efectele gradientului de presiune.

Presiunea de lucru se modifică, atribuindu-i-se valoarea zero, după care se trece la definirea condițiilor pe frontierele domeniului de analiză.

Pentru frontiera de intrare se alege condiția de specificare a vitezei de curgere pentru faza lichidă, viteză ce rezultă din debitul specific fiecărui punct de funcționare, iar pentru faza de vapori se alege o viteză nulă și se specifică faptul că, inițial, la intrare fracția volumică de vapori este nulă. Pe frontiera de ieșire din domeniul de analiză se specifică o presiune constantă, care are o valoare mai ridicată decât presiunea minimă rezultată în urma simulării numerice a curgerii turbulente pentru fiecare punct de funcționare. Această presiune va fi apoi scăzută treptat, pentru a obține diversele stadii de funcționare în cavitație a pompei

centrifuge investigate. Restul frontierelor sunt definite ca fiind periodice și solide, adică impenetrabile pentru amestecul de apă și vapori.

Se va preciza, de asemenea, axa și poziția axei de rotație pentru domeniul de analiză, axa  $z$  în cazul de față, cu poziția în originea sistemului de referință, precum și sensul de rotație și turația pompei centrifuge investigate numeric.

Se vor modifica apoi valorile factorilor de relaxare pentru presiune și moment la o valoare egală cu 0.15 pentru presiune și 0.5 pentru moment și masa de vaporizare. Pentru restul factorilor de relaxare se păstrează valorile inițiale. Factorii de relaxare sunt folosiți pentru a controla actualizarea variabilelor de calcul după fiecare iterație.

Schema de discretizare aleasă a fost cea standard pentru presiune și cea de ordinul întâi pentru moment, densitate, vapori, energie cinetică turbulentă și rata de disipare turbulentă. Această setare permite controlarea termenilor de convecție din ecuațiile ce descriu curgerea. Deși schemele de discretizare standard și cea de gradul întâi conduc de regulă la rezultate mai puțin exacte, ele asigură o bună convergență a soluției numerice. Precizia rezultatelor este îmbunătățită de folosirea unei rețele de discretizare structurate, ce duce la scăderea difuziei numerice.

Cuplarea vitezei cu presiunea se face utilizând algoritmul SIMPLE ce utilizează o relație de legătură între viteză și corecțiile de presiune pentru a impune conservarea masei și a obține câmpul de presiune.

Problema se va inițializa cu valorile specifice secțiunii de intrare în domeniul de analiză, doar valoarea presiunii va fi cea corespunzătoare frontierei de ieșire, și se va porni calculul iterativ de la această secțiune.

Strategia de rezolvare numerică a curgerii cavitaționale turbulente presupune, în primă fază, dezactivarea ecuației fazei de vapori și simularea numerică a curgerii în această ipoteză, care devine practic doar o curgere turbulentă, până când se obține o soluție stabilă din punct de vedere numeric. Apoi se va activa și ecuația fazei de vapori și se va soluționa numeric curgerea cavitațională turbulentă.

### 4.3. Modelul de amestec bifazic lichid-vapori

O mare gamă de curgeri întâlnite în natură și în aplicațiile industriale sunt alcătuite dintr-un amestec de faze. Pentru studiul numeric al fenomenului de cavitație în pompele centrifuge fazele fizice în discuție sunt vapori și lichid.

Progresul înregistrat de domeniul mecanicii fluidelor computațională a furnizat baza pentru studiul în amănunt al dinamicii curgerilor bifazice. Pentru simularea numerică a fenomenului de cavitație în pompele centrifuge este recomandat a se utiliza modelul de amestec deoarece dimensiunea bulelor ce alcătuiesc faza de vapori variază ca și dimensiuni, iar acest model poate modela numeric acest fenomen mult mai precis și cu un efort de calcul mai scăzut decât celelalte modele disponibile în programul FLUENT 6.3.

Abordarea utilizată pentru acest studiu este Euler-Euler, și stă la baza modelului de amestec utilizat pentru studiul curgerii cavitaționale în pompele centrifuge.

În abordarea Euler-Euler, cele două faze sunt tratate matematic ca și un întreg întrepătruns. Din moment ce volumul unei faze nu poate fi ocupat de cealaltă fază, s-a introdus noțiunea de fracție volumică specifică fiecărei faze. Aceste fracții volumice se presupune că sunt funcții continue de spațiu și timp, iar suma lor este egală cu 1. Ecuatiile de conservare pentru fiecare fază sunt derivate pentru a obține un set de ecuații, care să aibă o structură similară pentru fiecare din cele două faze.

Aceste ecuații sunt soluționate și duc la niște relații constitutive ce sunt obținute din informații empirice. În cazul modelului de amestec se realizează soluționarea ecuației de moment a amestecului și sunt impuse vitezele relative pentru a descrie faza dispersată, și anume faza de vapori.

Modelul de amestec este un model multifazic simplificat ce se pretează pentru modelarea numerică a curgerilor în care fazele se deplasează cu viteze diferite, dar care ajung la un echilibru local pentru o perioadă scurtă de timp. Acest model permite simularea numerică a curgerii bifazice prin soluționarea ecuațiilor de moment și continuitate ale amestecului, ecuațiile fracției volumice pentru faza secundară de vapori, și a expresiilor algebrice corespunzătoare vitezelor relative. Modelul de amestec, fiind un model simplificat, este mult mai potrivit pentru a soluționa numeric o curgere bifazică în care există o distribuție largă a fazei de vapori și în care legile interfazice nu sunt cunoscute sau corectitudinea lor este pusă sub semnul întrebării.

Utilizarea modelului de amestec permite ca cele două faze, lichid și vapori, să se întrepătrundă. Frațiile volumice  $\alpha_q$  și  $\alpha_p$  pot astfel lua orice valoare cuprinsă între 0 și 1, funcție de spațiul ocupat de faza  $q$  și faza  $p$ . Acest model permite celor două faze să se deplaseze cu viteze diferite, folosind noțiunea de viteză de alunecare.

#### 4.4. Modelarea transferului masic interfazic pentru curgeri cavitaționale

Programul FLUENT 6.3 adaugă un aport datorat transferului de masă interfazic doar pentru ecuația de moment și nu adaugă nici un termen sursă pentru scalari, cum ar fi turbulența.

Se va considera  $m_{p^i q^j}$  rata de transfer masic pe unitatea de volum din specia  $i$  a fazei  $p$  la specia  $j$  a fazei  $q$ . Contribuția la sursa de masă pentru faza  $p$  într-o celulă este definită de relația, Fluent Inc., [35]:

$$m_p = -m_{p^i q^j} \quad (4.16)$$

iar pentru faza  $q$  va fi dat de ecuația, Fluent Inc., [35]:

$$m_p = m_{p^i q^j} \quad (4.17)$$

Modelul transferului masic unidirecțional definește un debit masic interfazic pe unitatea de volum,  $\dot{m}_{pq}$ , din faza  $p$  în faza  $q$ , astfel, Fluent Inc., [35]:

$$\dot{m}_{pq} = \max[0, \lambda_{pq}] - \max[0, -\lambda_{pq}] \quad (4.18)$$

unde  $\lambda_{pq}$  se calculează cu relația:

$$\lambda_{pq} = \dot{r} \alpha_p \rho_q \quad (4.19)$$

iar  $\dot{r}$  e o rată constantă de creștere sau micșorare a bulelor,  $\alpha_p$  reprezintă fracția volumică a fazei  $p$ , iar  $\rho_q$  este densitatea fazei  $q$ .

Dacă faza  $p$  este un material mixt și se definește un mecanism de transfer masic pentru specia  $i$  a fazei  $p$ , atunci vom avea, Fluent Inc., [35]:

$$\lambda_{pq} = \dot{r} a_p \gamma_{p,i} \rho_q \quad (4.20)$$

în care  $\gamma_{p,i}$  este fracția masică a speciei  $i$  din faza  $p$ .

#### 4.5. Alegerea modelului de cavitație. Exemplu de curgere cavitațională pe un profil hidrodinamic și validarea cu date experimentale

Modelul de cavitație implementat în programul FLUENT 6.3 este bazat pe așa numitul *model al cavitației complete*, dezvoltat de Singhal et al., [86]. Acest model ține seama de toate efectele de ordinul întâi (schimbul de fază, dinamica bulelor cavitaționale, fluctuațiile de presiune turbulentă și gazele necondensabile). Totuși, spre deosebire de abordarea originală Singhal et al., [86], ce presupunea existența unei singure faze, izotermice, a curgerii fluidului cu densitate variabilă, modelul implementat în FLUENT 6.3 funcționează în cadrul curgerilor multifazice. Acest model de cavitație are posibilitatea de a ține cont, pentru curgerile bifazice, de efectele vitezei de alunecare dintre lichid și faza gazoasă, și de efectele termice și de compresibilitatea atât a lichidului cât și a fazei gazoase.

Modelul de cavitație ales pentru studiul curgerii cavitaționale în pompele centrifuge este cel de bază, adică cel care se referă la modelarea numerică a curgerii bifazice. Acest model de cavitație are la bază următoarele ipoteze:

- Domeniul de analiză investigat numeric presupune existența a doar două faze, lichid și vapori, și o anumită fracție de gaze necondensabile ce este modelată separat
- Se ține cont în acest model de cavitație atât de formarea bulelor cavitaționale (evaporare), cât și de colapsul acestora (condensare)
- Fracția masică de gaze necondensabile este cunoscută în avans

Modelul de cavitație ales prezintă următoarele caracteristici:

- Modelul de cavitație ține cont de transferul masic dintre lichid și vapori
- Este compatibil cu toate modelele de turbulență ale programului FLUENT 6.3
- Ambele faze, cea lichidă și cea de vapori, pot fi compresibile sau incompresibile. Gazele necondensabile se presupune că sunt totdeauna compresibile
- Parametrii utilizați în transferul de masă (presiunea de vaporizare, coeficientul tensiunii suprafeței de lichid) pot fi definiți ca niște constante sau ca niște funcții de temperatură

Lichidul de lucru se presupune că este un amestec de lichid, vapori și gaze necondensabile. Ecuatiile ce guvernează modelul de amestec și modelul de turbulență al amestecului descriu curgerea și țin cont de efectele turbulenței. Ecuatia de transport a vaporilor guvernează fracția masică de vapori,  $f$ , și are forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla(\rho \vec{v}_v f) = \nabla(\gamma \nabla f) + R_e - R_c \quad (4.21)$$

unde  $\rho$  reprezintă densitatea amestecului,  $\vec{v}_v$  este vectorul viteză al vaporilor,  $\gamma$  este coeficientul schimbului efectiv, iar  $R_e$  și  $R_c$  reprezintă rata de generare și de condensare a vaporilor. Expresiile matematice ale acestor rate sunt derivate din ecuațiile Rayleigh-Plesset și limitează mărimea bulelor cavitaționale conform Singhal et al., [86]. Aceste rate sunt exprimate funcție de presiunea statică locală instantanee și au următoarea formă:

$$R_e = C_e \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{3\rho_l}} (1 - f), \text{ pentru } p < p_{sat} \quad (4.22)$$

$$R_c = C_c \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{3\rho_l}} f, \text{ pentru } p > p_{sat} \quad (4.23)$$

unde sufixele  $l$  și  $v$  se referă la lichid, respectiv vapori,  $V_{ch}$  este o viteză caracteristică, care este aproximată pe baza intensității locale de turbulență ( $V_{ch} = \sqrt{k}$ ),  $\sigma$  reprezintă coeficientul tensiunii superficiale pentru lichid,  $p_{sat}$  este presiunea vaporilor saturați de lichid, iar  $C_e$  și  $C_c$  sunt niște constante empirice, ce au următoarele valori  $C_e = 0.02$  și  $C_c = 0.01$ .

S-a constatat de către Rouse&McNown, [77], că turbulența are un efect semnificativ asupra fenomenului de cavitație. Modelul de cavitație implementat în FLUENT 6.3 ține seama de fluctuațiile de presiune induse de către turbulență, acest lucru realizându-se prin creșterea presiunii de saturație ce delimitează schimbarea de fază, conform următoarei relații de calcul:

$$p_v = \frac{1}{2}(p_{sat} + p_{turb}) \quad (4.24)$$

în care:

$$p_{turb} = 0.39\rho k \quad (4.25)$$

unde  $k$  reprezintă energia cinetică turbulentă locală.

Lichidul de lucru al pompei, apa, conține de obicei cantități mici de gaze necondensabile (gaze dizolvate, aerare a apei). Chiar și o cantitate foarte mică de gaze necondensabile poate avea o influență semnificativă asupra câmpului curgerii cavitaționale datorită expansiunii la presiune scăzută (conform legii gazului ideal). În prezenta lucrare se presupune că fluidul de lucru este un amestec de fază lichidă și fază gazoasă, faza gazoasă fiind formată din vapori de lichid și gaze necondensabile. Densitatea amestecului este calculată cu următoarea relație matematică, Fluent Inc., [35]:

$$\rho = a_v \rho_v + a_g \rho_g + (1 - a_v - a_g) \rho_l \quad (4.26)$$

unde  $\rho_l$ ,  $\rho_v$  și  $\rho_g$  sunt densitățile lichidului, vaporilor și gazelor necondensabile, respectiv,  $a_l$ ,  $a_v$  și  $a_g$  reprezintă fracțiile volumice aferente. Relația de legătură dintre fracțiile masice,  $f_i$ , din relațiile (4.21) – (4.23) și fracțiile volumice,  $a_i$ , din ecuația (4.26), este următoarea:

$$a_i = f_i \frac{\rho}{\rho_i} \quad (4.27)$$

Ținând cont de efectele induse de pulsațiile de presiune datorate turbulenței și de prezența gazelor necondensabile, ecuațiile (4.22) și (4.23) se pot rescrie astfel:

$$R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_l}} (1 - f_v - f_g), \text{ pentru } p < p_v \quad (4.28)$$

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p - p_v)}{3\rho_l}} f_v, \text{ pentru } p > p_v \quad (4.29)$$

Pentru validarea modelării numerice a curgerii cavitaționale, s-a realizat de către membrii Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe în care îmi desfășor activitatea de cercetare, Bernad et al., [25], o soluționare numerică pentru curgerea cavitațională pentru un profil aerodinamic de tip NACA 0009.

Pentru soluționarea numerică a ecuațiilor ce guvernează curgerea cavitațională peste acest tip de profil s-a utilizat modelul de amestec bifazic de care dispune programul FLUENT 6.2. Turbulența a fost simulată numeric utilizând modelul  $k-\varepsilon$  RNG, împreună cu tratamentul amplificat la perete. Domeniul de analiză s-a realizat cu ajutorul preprocesorului GAMBIT și a fost discretizat astfel încât să se obțină o rețea de discretizare îndesită în zona frontierelor solide ale profilului hidrodinamic, așa cum rezultă din figurile 4.1 și 4.2:

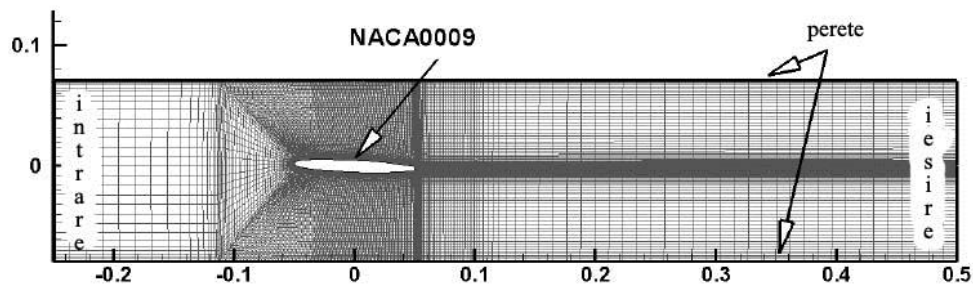


Figura 4.1. Domeniul de analiză și condițiile la limită pentru profilul NACA 0009, Bernad et al., [26]

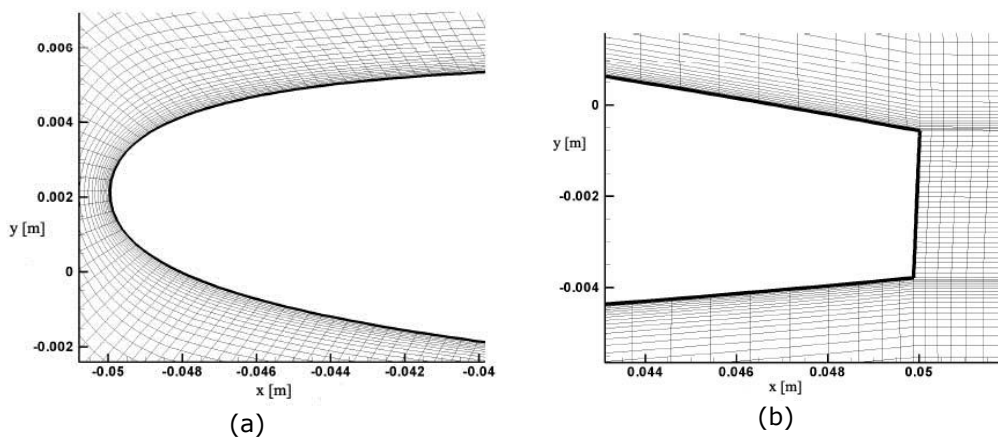


Figura 4.2. Rețeaua de discretizare pentru profilul NACA 0009; a) prim-plan cu bordul de atac, b) prim-plan cu bordul de fugă, Bernad et al., [28]

Pentru validarea rezultatelor obținute în urma simulării numerice s-a realizat o comparație cu datele experimentale obținute de Dupont, [32], mai precis s-a realizat o comparație a distribuției coeficientului de presiune pentru curgerea fără cavitație și pentru curgerea cavitațională așa cum se prezintă în figura 4.3:



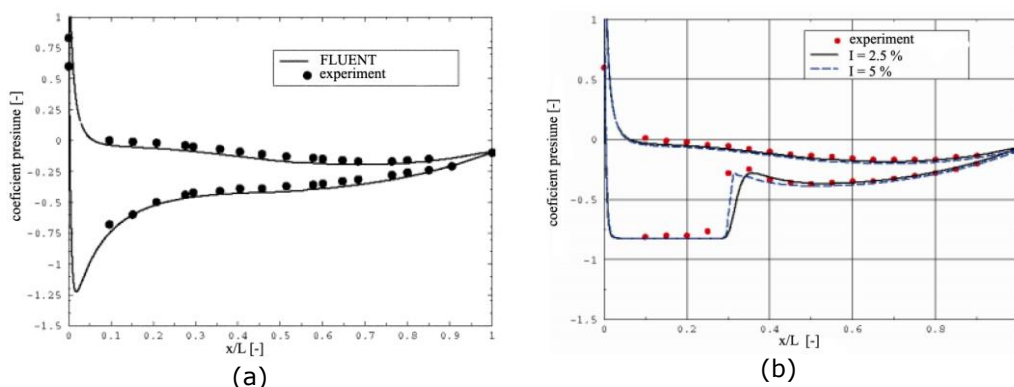


Figura 4.3. Distribuția coeficientului de presiune pentru diverse intensități de turbulență pe profilul NACA 0009, pentru curgerea necavitațională (a) și pentru curgerea cu cavitație (b), Bernad et al., [26]

Se observă din figura 4.3 o foarte bună suprapunere între datele experimentale și cele obținute în urma simulării numerice, atât pentru curgerea fără cavitație, cât și pentru curgerea cavitațională. Pentru curgerea cavitațională s-a studiat influența intensității de turbulență asupra distribuției de presiune din vecinătatea cavernei cavitaționale. Rezultă că pentru intensități de turbulență mai mari se obține o formă mai ascuțită a cavernei cavitaționale. Această zonă de pe extradosul profilului, cuprinsă între valorile 0.01 și 0.3 ale lungimii relative, în care coeficientul de presiune are valoarea minimă și deci unde apare cavitație este redată în figura 4.3.b.

În urma simulării numerice s-a obținut repartitia fracției volumice și a liniilor de curent, așa cum se observă în figura 4.4:

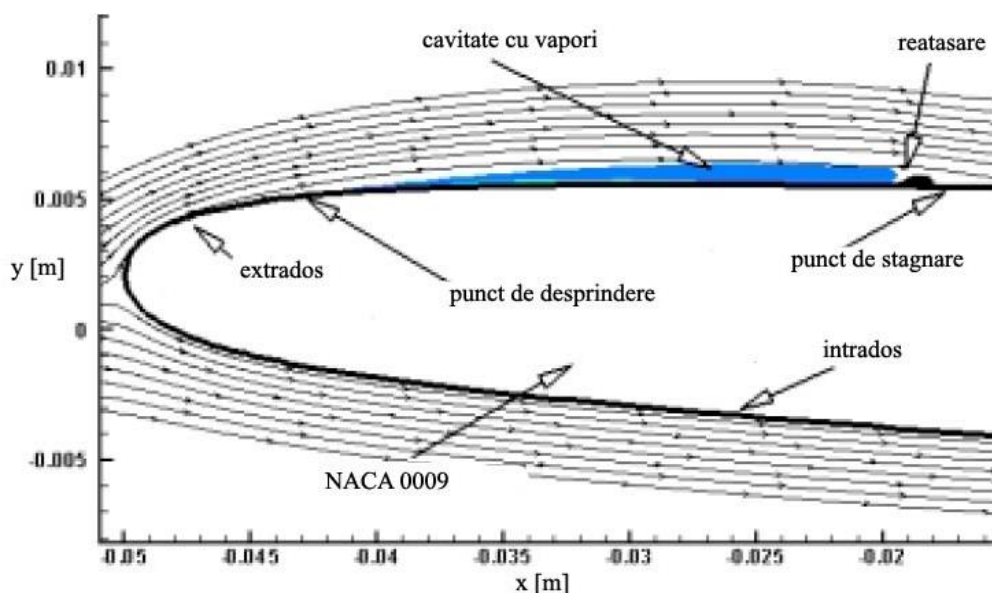


Figura 4.4. Distribuția fracției de volum și a liniilor de curent obținută numeric pentru profilul NACA 0009, Bernad et al., [26]

Se observă, din figura 4.4, prezența unei cavități în apropierea bordului de atac, pe fața cu depresiune a profilului NACA 0009.

#### **4.6. Concluzii**

În acest capitol s-au prezentat ecuațiile ce guvernează curgerea cavitațională în pompele centrifuge, precum și metodologia necesară soluționării numerice a acestui tip de curgere. S-a descris în amănunt modelul de amestec bifazic lichid-vapori utilizat în simularea numerică a curgerii cavitaționale și modelul de transfer masic între cele două faze.

Pentru studiul curgerii cavitaționale s-a utilizat modelul de cavitație implementat în programul FLUENT 6.3, o descriere a acestui model fiind realizată în subcapitolul 4.5, cât și prezentarea unei probleme test, prin care s-a validat modelul de simulare numerică a curgerii cavitaționale ce se va aplica în continuare la studiul comportării cavitaționale a pompelor centrifuge.

## **5. Simularea numerică și analiza curgerii în pompa centrifugă tip MU 81 instalată în sistemul energetic Lotru**

### **5.1. Schema hidroenergetică Lotru**

Râul Lotru, afluent de dreapta al Oltului, are un curs lung de 76 km, bazinul său având o suprafață de 1.024 km<sup>2</sup>. Schema sa de amenajare urmărește ideea concentrării debitelor și căderii într-o acumulare principală. În acumularea principală Vidra se concentrează debitele din bazinul propriu, precum și cele ale unor cursuri de apă din bazinele limitrofe. UHE Lotru, cu o putere de 510 MW și o producție de energie de circa 900 milioane kWh/an, reprezintă cea mai mare uzină de pe râurile interioare ale țării. Centrala utilizează potențialul hidraulic al râului Lotru și al râurilor învecinate, pe o diferență de nivel de 809 m. Schema de amenajare, reprezentată în figura 5.1, cuprinde:

- firul principal, care amenajează căderea sectorului de cataracte al Lotrului între Vidra și Mălaia;
- sistemul de captări și aducțiuni secundare, care suplimentează debitul captat cu 11 m<sup>3</sup>/s, față de cei 4.5 m<sup>3</sup>/s ai cursului principal și asigură 73% din stocul de apă necesar producției de energie.

Firul principal cuprinde barajul din anrocamente și argilă Vidra, înalt de 121 m, care realizează o acumulare totală de 340 milioane m<sup>3</sup>, priza de apă, galeria de aducțiune sub presiune de 13470 m, castelul de echilibru, casa vanelor, galeria forțată lungă de 1320 m, centrala subterană echipată cu trei grupuri Pelton de 170 MW fiecare, galeria de fugă lungă de 6.500 m și instalațiile anexe.

Sistemul aducțiunilor secundare cuprinde rețeaua gravitațională, prin care se aduc în lacul principal debitele captate la cote superioare nivelului maxim în lac, precum și rețeaua de pompaj, deservită de trei stații de pompare (Jidoaia, Lotru Aval-Balindru, Petrimanu), care trimit în lac debitele captate la cote inferioare. Sistemul este format din 86 captări de fund, 135 km de galerii (din care 60 km galerii betonate), 70 de apeducte, patru baraje arcuite (Jidoaia, Lotru Aval-Balindru, Petrimanu, Galbenu), care creează acumulările pentru stațiile de pompare și cele trei stații de pompare amintite, cu o putere totală de 52.4 MW, conform Nistoreanu&Nistoreanu, [74]. Stațiile de pompare din sistemul amenajării hidroenergetice Lotru sunt: Lotru Aval (Balindru), Jidoaia și Petrimanu. Ele sunt destinate (vezi figura 5.1), pompării apei acumulate în lacurile artificiale create în spatele barajelor Lotru Aval (NNR 1030 m), Jidoaia (NNR 1182m) și Petrimanu (NNR 1130m). Pomparea este realizată prin intermediul a două tipuri de pompe și anume pompele ce echipează SP Lotru Aval sunt de tip MU 81 realizate de UCMR Reșița sub licență Bergeron și pompele PRO de fabricație Neyrpic, Franța, PRO 10-195 pentru Jidoaia și PRO 10.5-170 pentru Petrimanu. O parte din pompele PRO sunt fabricate în România la UCM Reșița. Din punct de vedere al capacității, pompele de la Lotru Aval asigură 1.06 m<sup>3</sup>/s la funcționare individuală și 2 m<sup>3</sup>/s la funcționarea în paralel ca debit maxim, conform datelor de proiectare, puse la dispoziție de către Hidroelectrica, sucursala Râmnicu Vâlcea. Cele de la Jidoaia

asigură un debit de  $4.5 \text{ m}^3/\text{s}$  la funcționarea individuală și  $9 \text{ m}^3/\text{s}$  la funcționarea simultană, conform aceluiași date de proiectare. În timp ce pompele de la Petrimanu asigură un debit de  $4.66 \text{ m}^3/\text{s}$  în punctul nominal de funcționare adică la o înălțime de pompare de 171 m ceea ce conduce la un debit cumulat pentru trei pompe de circa  $13.5 \text{ m}^3/\text{s}$ . Aceste valori ale debitelor sunt cele ce pot fi pompate conform proiectului din cele trei lacuri de acumulare amintite în lacul Vidra (NNR 1289 m). Apa pompată urmează să fie apoi turbinată în CHE Lotru-Ciunget, CHE Mălaia și CHE Brădișor. De la punerea în funcțiune la sfârșitul anilor '80, stațiile de pompare și-au îndeplinit rolul constant și au necesitat doar reparații curente.

Pompele de acumulare reprezintă o categorie aparte din tipologia generală a generatoarelor hidraulice. Acestor pompe li se cere în primul rând ca valoarea debitului pompat să fie mare, pe lângă funcționarea la randamente ridicate și cu o dezvoltare acceptabilă a fenomenului de cavitație. Astfel au apărut pompele cu dublă intrare, mono- sau multietajate, în funcție de înălțimea de pompare necesară.

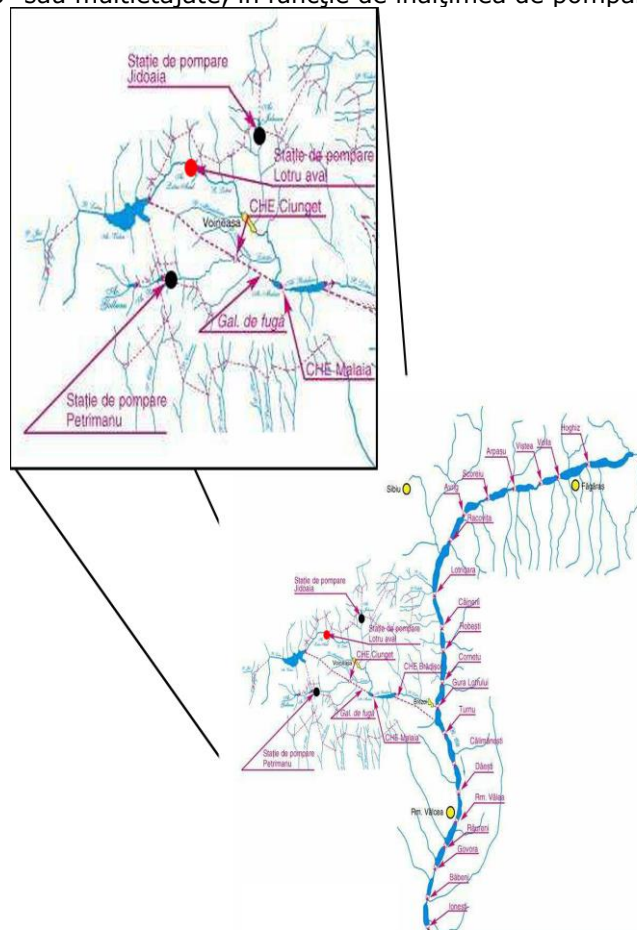


Figura 5.1. Amenajarea Oltului superior și a Lotrului. Pe figură sunt marcate cu ● amplasarea SP Lotru Aval și cu ● SP Jidoaia respectiv SP Petrimanu

În figura 5.2 se prezintă o vedere a stației de pompare Lotru Aval în care se remarcă hidro agregatele de pompare și motoarele de acționare, în timp ce figura 5.3 prezintă cele două conducte de aducțiune și vanele plane aferente.



Figura 5.2. Vedere generală a celor 2 grupuri de la SP Lotru Aval



Figura 5.3. Vedere generală a celor două vane plane amplasate pe conductele de aducțiune amonte de la SP Lotru Aval

Având în vedere faptul că 73% din stocul de apă al lacului Vidra este asigurat prin pompare, funcționarea hidroagregatelor din stațiile de pompare cu o eficiență cât mai mare și la regimuri cavitaționale controlate (sau fără cavitație) este

de dorit. În figura 5.4 se prezintă traseul hidraulic de la intrarea până la ieșirea din stația de pompare Lotru Aval, iar în figura 5.5 se prezintă o vedere a hidroagregatului de pompare din SP Lotru Aval.

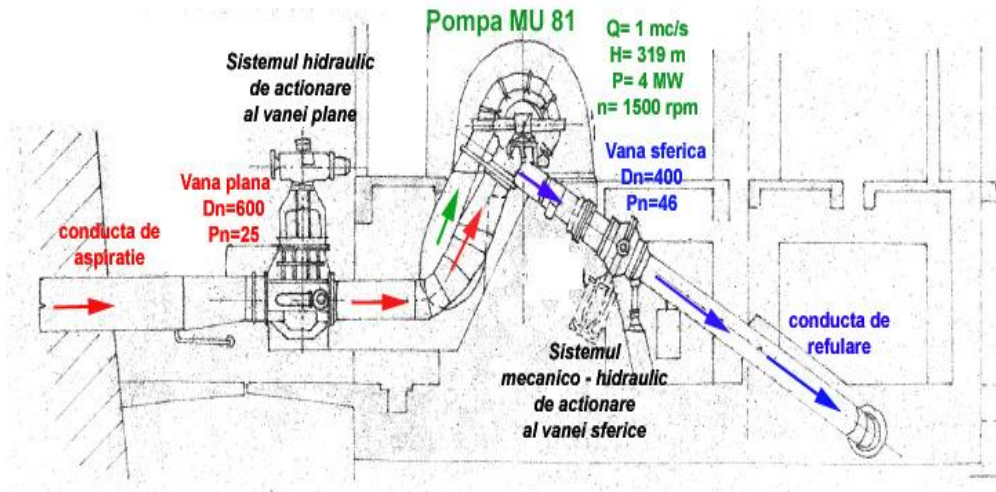


Figura 5.4. Schema de amplare a pompei MU 81 în SP Lotru Aval



Figura 5.5. Vedere a grupului motor-pompă din SP Lotru Aval

Pompele ce echipează SP Lotru Aval sunt de tip MU 81 realizate de UCMR Reșița sub licență Bergeron. Așa cum se observă și în figura 5.5 sunt pompe cu 2 etaje cu rotoarele în opoziție.

## **5.2. Condiții impuse funcționării în sistem. Măsurători experimentale disponibile**

Stația de pompare Lotru Aval, echipată cu pompa centrifugă ce face obiectul prezentei teze, funcționează cu un nivel constant de refulare și la nivele variabile de aspirație, corespunzătoare nivelelor din lacul de acumulare. Are conducta de refulare ascendentă și deci sub presiune pe toate lungimea, și este protejată împotriva loviturii de berbec prin vane cu închidere programată. În funcție de debitul afluent ele funcționează cu una sau două pompe în paralel, ceea ce le conferă flexibilitatea necesară alături de funcționarea intermitentă.

Din punct de vedere al exploatării sistemului hidroenergetic, dispecerul trebuie să știe în fiecare moment care este debitul vehiculat și care este nivelul din lac. Nu este necesar ca dispecerul să urmărească nici presiunea de refulare, nici randamentul pompelor, nici alți parametri energetici. În consecință au existat în documentațiile serviciilor tehnice corelații ale debitului pompat în funcție de nivelul din lac și numărul de pompe în funcțiune.

Stația de pompare Lotru Aval este prevăzută cu 2 grupuri. Fiecare hidroagregat de pompare are în componență un motor electric și o pompă MU 81. Pompele ce echipează SP Lotru Aval sunt de tip MU 81 realizate de UCMR Reșița sub licență Bergeron, pompe cu două etaje ce au fost livrate pentru  $H = 318$  m și  $Q = 1$  m<sup>3</sup>/s. Ele sunt antrenate de motoare electrice sincrone MOS1 și MOS2 de 4.500 kW, 6.000 V, 1.500 rot/min fabricate la UCM Reșița. Pompele funcționează fie individual, fie simultan în funcție de debitul afluent în lacul de acumulare.

Pentru stația de pompare Lotru Aval s-au realizat, în anul 2004, măsurători experimentale în cadrul contractului de cercetare 76/2004 având ca beneficiar S.C. Hidroelectrică S.A., Sucursala Râmnicu Vâlcea, Anton et al., [14], la care am participat ca și colaborator. Aceste măsurători au vizat determinarea mărimilor hidraulice și energetice necesare trasării curbelor caracteristice de funcționare. Investigațiile experimentale au fost realizate cu ajutorul unui echipament de măsură ce determină caracteristicile energetice ale pompelor centrifuge cu ajutorul metodei termodinamice, metodă acceptată de standardele internaționale IEC, [115]. Menționez că experiența în utilizarea metodei termodinamice pentru determinarea caracteristicilor energetice ale unei pompe centrifuge este susținută de lucrarea de disertație, Stuparu, [89], realizată la finalizarea studiilor de Master, și care prezintă investigațiile realizate cu un echipament de măsură identic, bazat pe metoda termodinamică, asupra unei pompe centrifuge multietajate ce echipează Laboratorul de Mecanica Fluidelor din Facultatea de Mecanică din cadrul Universității Politehnica Timișoara. Această experiență a fost fructificată în lucrările științifice publicate la diverse conferințe naționale și internaționale, Stuparu et al., [91], Baya et al., [22], Baya et al., [24], Miloș et al., [65].

Măsurarea parametrilor hidraulici și energetici ai pompelor ce compun stațiile de pompare este o operație necesară ce trebuie realizată periodic în vederea monitorizării comportării acestora în exploatare. Din faza de proiectare și realizare, s-au prevăzut aparatele uzuale pentru măsurători electrice (putere, tensiuni, curenți etc.) și manometre pentru măsurători hidraulice. Nu s-au prevăzut nici un fel de măsurători de debit și nici locuri de montaj pentru debitmetre, ceea ce este consistent cu filozofia de proiectare de atunci și chiar de acum. Condițiile diferite de analiză a rezultatelor exploatării au condus la necesitatea cunoașterii debitelor vehiculate în fiecare moment.

Nu trebuie pierdut din vedere nici faptul că performanțele pompelor nu au fost determinate niciodată experimental, caracteristicile pentru pompele de fabricație franceză fiind garantate conform standardelor internaționale, probabil, iar cele fabricate la UCM Reșița fiind „asimilate” după cele franceze. Astfel de garanții sunt pe de o parte curbele caracteristice ale pompelor SP Lotru Aval. Alături de curbele caracteristice au fost găsite în arhiva tehnică și tabelul cu valori garantate.

### 5.3. Geometria și tipul pompei. Traseul de la aspirație. Traseul rotorice și paletelor rotorice

Pompa investigată în cadrul acestei teze, este pompa numărul 1 din stația de pompare Lotru Aval, pompă realizată tot la UCM Reșița. Este o pompă centrifugă construită în variantă multietajată, având două rotoare așezate spate în spate, figura 5.6 și figura 5.7. Aspirația se face pentru primul rotor printr-un tronson de aspirație cu o formă specială, datorită faptului că arborele de antrenare trece prin cele două rotoare. Din primul rotor apa este condusă la cel de-al doilea rotor prin intermediul unei alte conducte, iar din cel de-al doilea rotor apa ajunge în camera spirală.

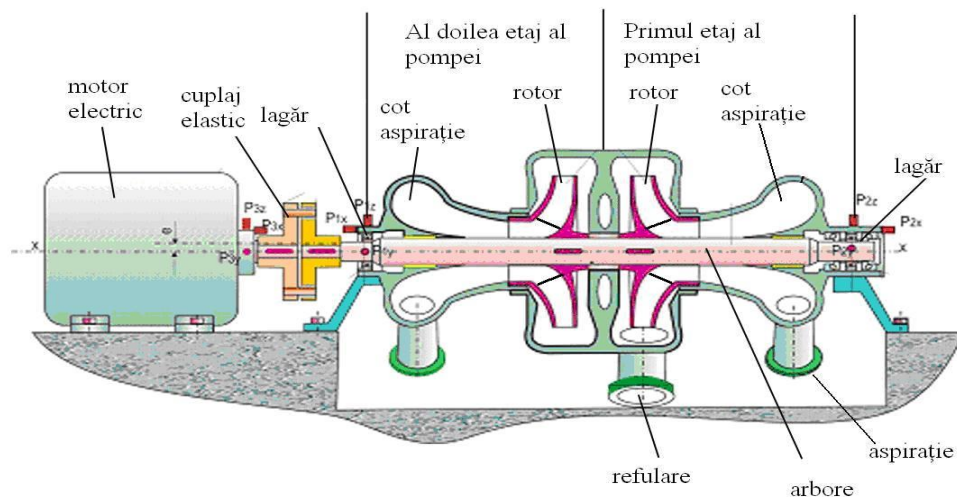


Figura 5.6. Pompă de acumulare cu două etaje, ce echipează stația de pompare Lotru Aval

Din figurile 5.6 și 5.7 rezultă unele diferențe generale, față de pompele clasice de circulație folosite în mod curent pentru vehicularea lichidelor:

- existența unei camere de aspirație asimetrice străbătută de arbore, ceea ce induce o curgere asimetrică la intrarea rotorului, cu efecte majore în funcționare;
- forma specială a rotorului din treapta a II-a;
- existența uneori a unei conducte de legătură între etajele pompei, ceea ce influențează funcționarea etajului final



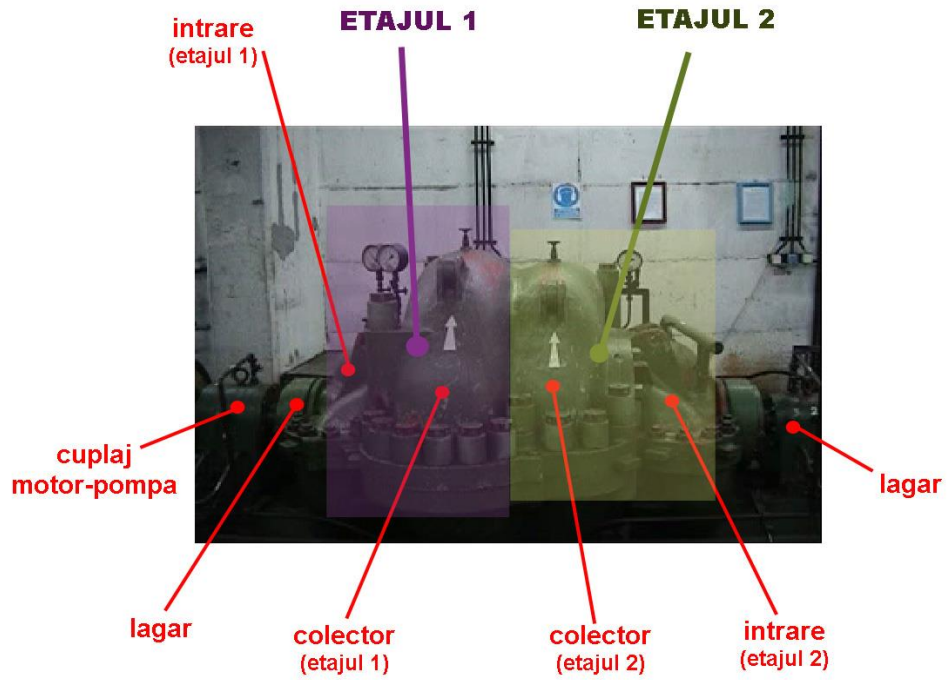


Figura 5.7. Vedere a pompei MU 81 ce echipază SP Lotru Aval

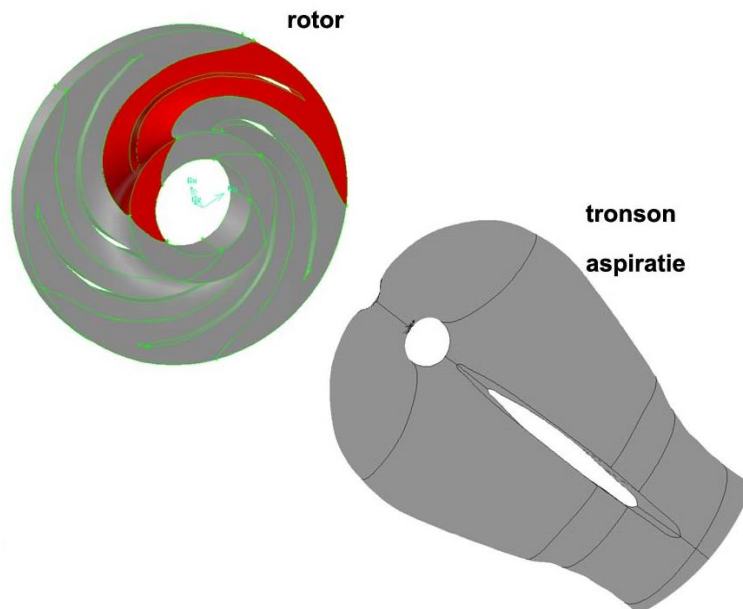


Figura 5.8. Rotorul și tronsonul de aspirație al pompei centrifuge tip MU 81, ce echipază stația de pompare Lotru Aval

Metodele de proiectare a pompelor din deceniul 7 al sec. XX și tehnica de calcul de la acea vreme nu au permis luarea în considerare a tuturor particularităților constructive ale pompelor de acumulare. Din aceste motive rotorul are o paletă simplă, cilindrică și în același timp foarte curbată, proiectată fără a se considera influența asimetriei de la intrare și optimizarea încărcării paletelor și care să țină cont simultan de criteriile energetice și cavitaționale. De asemenea constituie o problemă armonizarea rotorului cu circuitul hidraulic aval (camera spirală).

Rotorul pompei centrifuge de tip MU 81 ce echipează stația de pompare Lotru Aval are un număr de  $z_p = 5$  palete. Geometria lui a fost reprodusă pe baza desenelor tehnice de execuție, cu ajutorul preprocesorului grafic GAMBIT 2.2.30.

Mai întâi s-au reprezentat curbele ce stau la baza construcției inelului și coroanei pompei, lucru ce a permis obținerea geometriei tridimensionale a traseului hidraulic rotorice fără paletaj. Domeniul a fost extins în zona de ieșire din rotor pentru a asigura o mai bună convergență a soluției numerice. Această extindere s-a realizat ținându-se cont de respectarea ecuației de continuitate astfel încât să nu apară perturbări ale câmpului hidrodinamic. S-a trecut apoi la reprezentarea paletelor rotorice, după care prin comenzi specifice programului GAMBIT 2.2.30 s-a intersectat paleta rotorică cu domeniul traseului hidraulic și s-a obținut domeniul de analiză rotorice prezentat în figurile 5.8. Se observă că paleta rotorică a pompei tip MU 81 este dreaptă și are un bord de atac teșit și neprofilat, iar bordul de fugă este drept și la fel, teșit. Datorită periodicității geometrice a domeniului rotorice, este suficient a se utiliza doar un canal interpaletar, din cele cinci existente, pentru analiza numerică a curgerii ideale și reale. Acest canal rotorice este prezentat în figura 5.9:

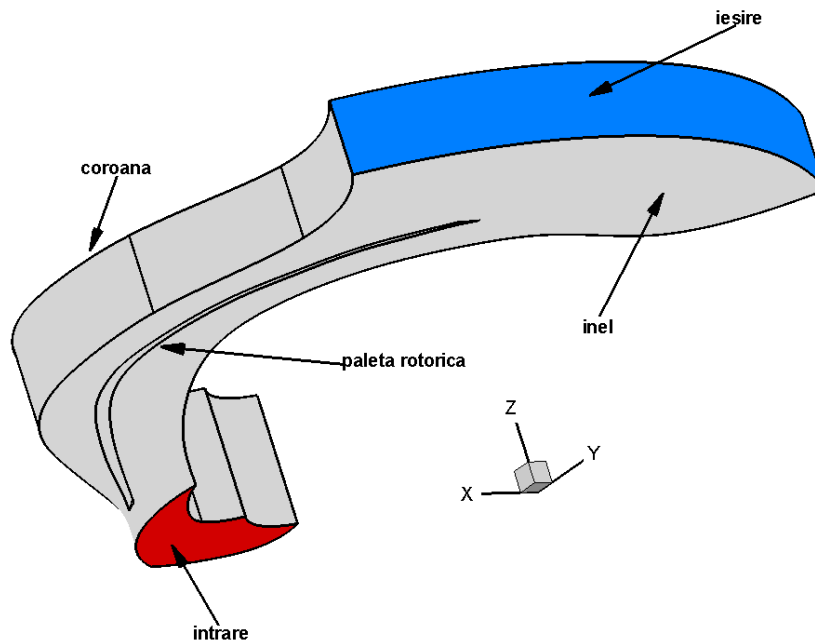


Figura 5.9. Geometria canalului interpaletar pentru pompa centrifugă tip MU 81, ce echipează stația de pompare Lotru Aval

Rețeaua de elemente finite folosită pentru discretizarea domeniului de analiză rotorice este structurată, fiind alcătuită din celule hexaedrice cu un grad mic

de torsionare. S-a realizat o îndesire a rețelei de discretizare în zona paletelor, pentru a putea surprinde cu acuratețe fenomenele specifice curgerii în pompele centrifuge. În zona de ieșire din domeniul de analiză, rețeaua este mai groasă, deoarece curgerea în această regiune a pompei nu mai prezintă fenomene complexe care să necesite o îndesire a rețelei.

Pentru pompa MU 81 s-a obținut o rețea de discretizare formată din 322726 elemente structurate. Discretizarea domeniului de analiză este reprezentată în figura 5.10.

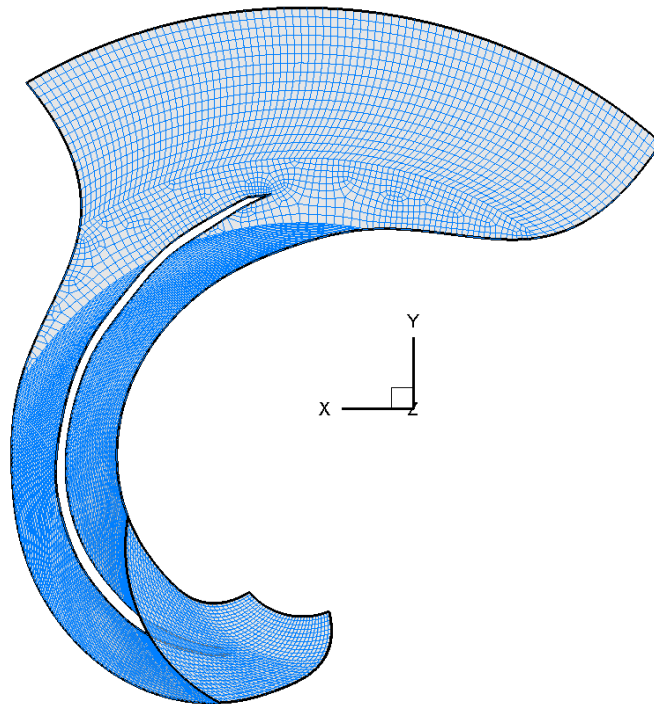


Figura 5.10. Discretizarea canalului interpaletar pentru pompa centrifugă tip MU 81, ce echipează stația de pompare Lotru Aval

S-a reconstruit și traseul de la aspirație al pompei MU 81 pentru a putea fi calculate pierderile hidraulice ce apar la trecerea apei prin acesta și pentru a obține informații legate de hidrodinamica curentului la intrarea în rotorul de pompă centrifugă. Pentru obținerea domeniului de analiză numerică tridimensional s-au utilizat desenele de execuție, iar rezultatul reconstrucției geometrice realizate cu ajutorul programului GAMBIT 2.2.30 este redat în figura 5.11.

Domeniul de analiză astfel obținut a fost discretizat cu elemente structurate obținându-se o rețea de discretizare ce conține 1350160 elemente și care este reprezentată în figura 5.12. S-a realizat o îndesire a rețelei de discretizare în zona cotelui tronsonului de aspirație pentru a putea surprinde hidrodinamica complexă a curgerii în această zonă.

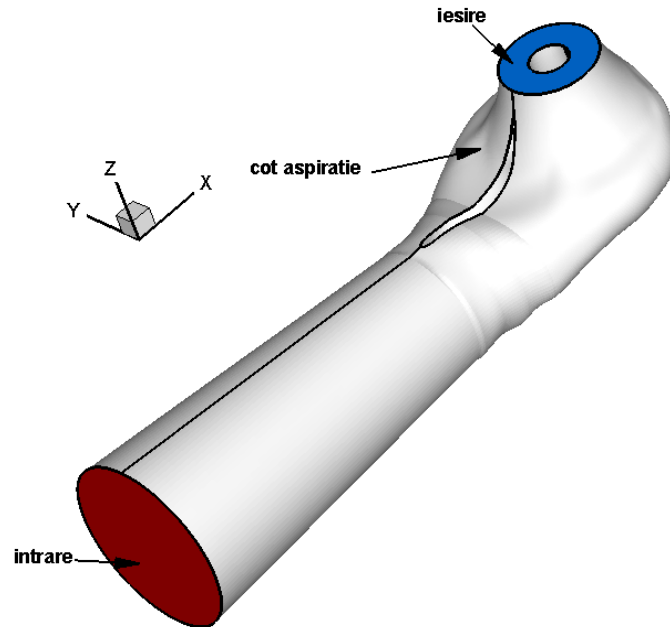


Figura 5.11. Geometria tronsonului de la aspirație pentru pompa centrifugă tip MU 81, ce echipează stația de pompare Lotru Aval

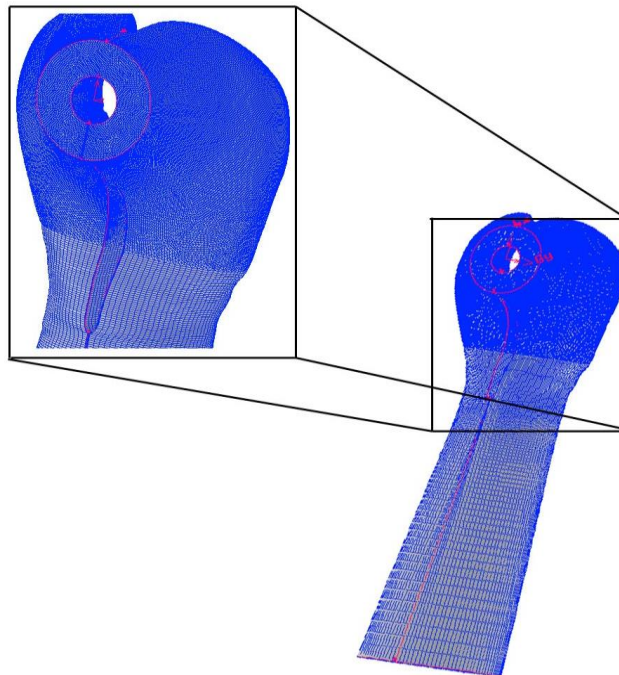


Figura 5.12. Discretizarea domeniului tronsonului de la aspirație pentru pompa centrifugă tip MU 81, ce echipează stația de pompare Lotru Aval

### 5.4. Caracteristicile energetice măsurate ale pompei. Curbe de catalog

Datele măsurate cu ajutorul echipamentului bazat pe metoda termodinamică, pentru pompa MU 81, ce echipează stația de pompare Lotru Aval au fost centralizate în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1 – Mărimi măsurate pentru pompa MU 81 din stația de pompare Lotru Aval

Nr crt	Q [m <sup>3</sup> /s]	H [m]	P <sub>abs</sub> [kW]	P <sub>u</sub> [kW]	η <sub>p</sub> [-]
1	1.02	328	4224.78	3282.034	0.776853
2	1.03	326.2	4235.126	3296.023	0.778258
3	1.03	327.3	4226.696	3307.137	0.78244
4	1.03	328.5	4226.504	3319.263	0.785345
5	1.06	323.2	4286.092	3360.828	0.784124
6	1.08	322.8	4248.922	3420.001	0.80491
7	1.08	323	4283.41	3422.12	0.798924
8	1.1	323	4317.898	3485.493	0.80722
9	1.12	322	4302.378	3537.878	0.822308

Pe baza informațiilor oferite de către măsurătorile experimentale și a datelor din catalogul producătorului de pompe, s-au suprapus punctele experimentale peste curbele teoretice pentru pompa MU 81, figurile 5.12, 5.13, și 5.14.

#### Pompa MU 81

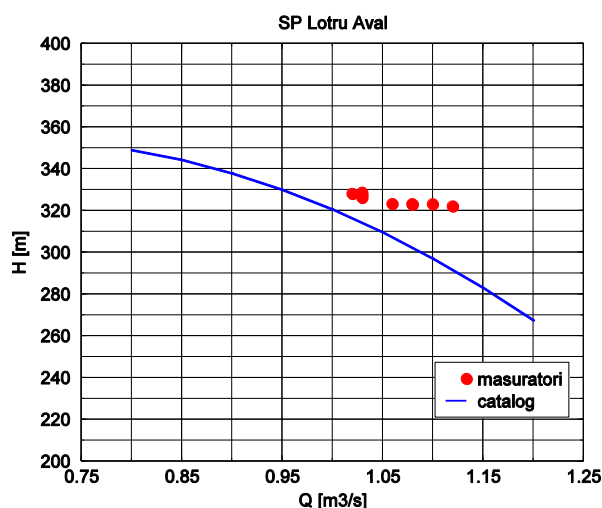


Figura 5.12. Comparație a curbelor de catalog cu datele experimentale pentru înălțimea de pompare, pompa MU 81 din stația de pompare Lotru Aval, Anton et al., [14]

Se poate constata din figura 5.12, faptul că din punct de vedere al înălțimii de pompare, valorile măsurate sunt mai plate în domeniul de funcționare, având variații nesemnificative ale înălțimii de pompare, între 323 m și 328 m, adică de 1.55%. Aceste variații ale înălțimii de pompare au loc concomitent cu variații nu foarte semnificative (de până la 10 %) ale debitelor, care sunt cuprinse între 1.02 m<sup>3</sup>/s și 1.127 m<sup>3</sup>/s, corespunzător regimurilor de exploatare. Se poate observa că mărimile măsurate ale înălțimii de pompare sunt mai mari cu până la cel mult 10% față de datele de catalog. Neconcordanțele apărute între mărimile măsurate și cele de catalog se datoresc fie erorilor aparaturii de măsură, fie faptului că pompa investigată experimental diferă ca și geometrie de cea din catalog.

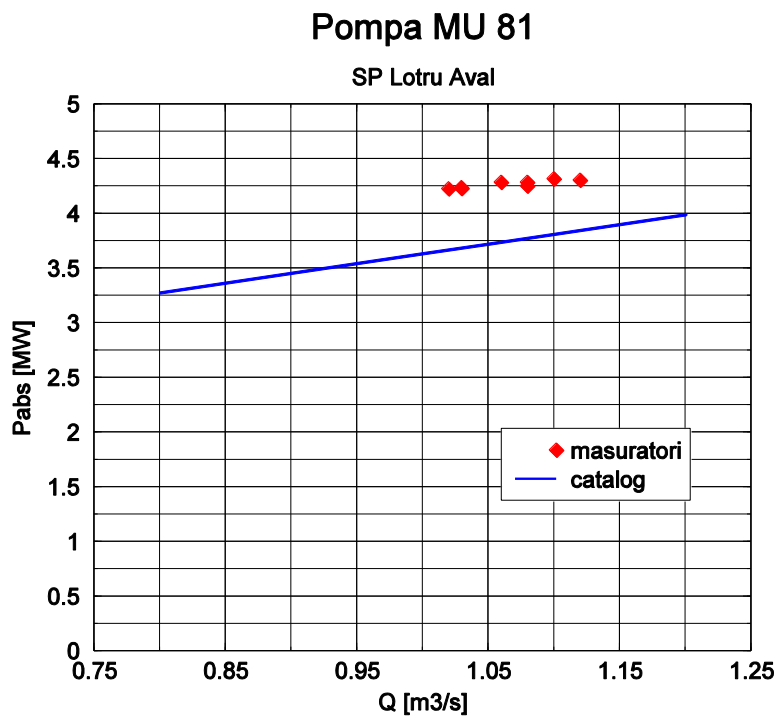


Figura 5.13. Comparație a curbelor de catalog cu datele experimentale pentru puterea absorbită de motorul electric de antrenare, pompa MU 81 din stația de pompare Lotru Aval, Anton et al., [14]

Aceeași neconcordanță între mărimile măsurate și cele de catalog se observă și din compararea valorilor puterii absorbite, figura 5.13. Faptul că puterea absorbită determinată prin măsurători experimentale este mai mare cu până la 13% față de valorile corespunzătoare catalogului producătorului de pompe, arată că pierderile hidraulice și mecanice apărute la funcționarea pompei în sistemul amenajării sunt mai mari decât cele previzionate de producător, iar acest lucru duce la creșterea puterii consumate de pompă.

Din punct de vedere al randamentelor, suprapunerea curbelor relevă, figura 5.14, o diferență semnificativă între curbele de catalog și cele reale. Randamentele măsurate sunt cuprinse între valori de 76% și 84%, spre deosebire de cele de catalog care sunt cuprinse în intervalul de lucru între 87% și 84%. Aceasta diferență de până la 13%, este explicabilă prin uzurile ce au intervenit în mod inevitabil la

funcționarea pompelor pe durata de viață, pe de o parte, și pe de altă parte datorită modificărilor sistemelor de etanșare între primul și cel de-al doilea rotor, modificări operate în timp de către personalul ce asigură repararea pompelor.

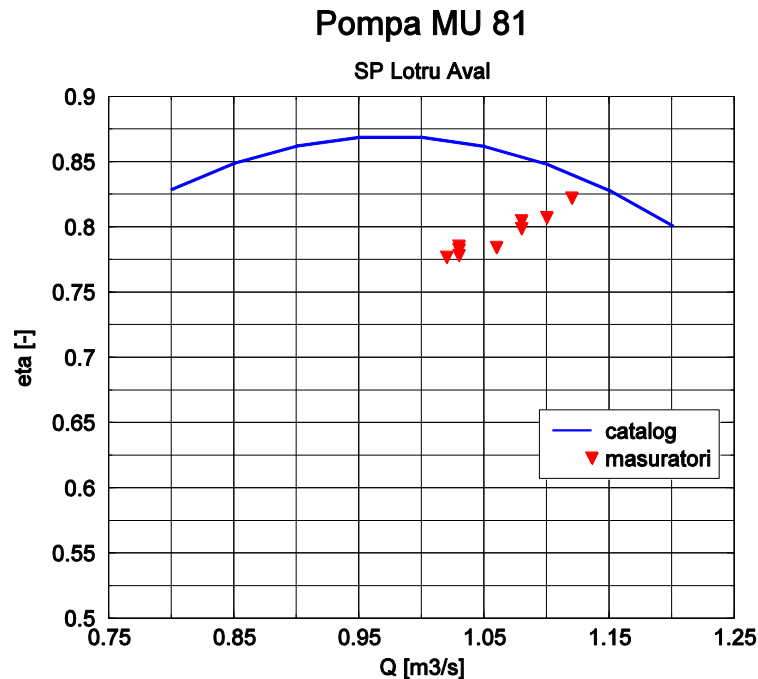


Figura 5.14. Comparație a curbelor de catalog cu datele experimentale pentru randament, pompa MU 81 din stația de pompare Lotru Aval, Anton et al., [14]

### 5.5. Parametrii de lucru ai pompei la punctul optim de funcționare ( $Q$ , $H$ , $n$ , $P_{abs}$ )

Deoarece investigarea experimentală permite doar obținerea unor informații globale ce caracterizează comportamentul energetic al pompei centrifuge, se va realiza în următoarele capitole o investigare numerică a curgerii ideale și reale pentru un rotor al pompei MU 81. Acest lucru va permite obținerea și studiul câmpului hidrodinamic din rotorul pompei centrifuge și din tronsonul de aspirație al pompei. Se va analiza numeric funcționarea doar a unui singur rotor din cele două care le are pompa, presupunându-se că cele două rotoare ce echipează pompa centrifugă sunt identice.

Se va realiza apoi și o soluționare numerică a curgerii cavitaționale în pompa MU 81 pentru a studia comportamentul cavitațional al acestei pompe.

Simularea numerică se va realiza pentru punctul optim de funcționare și pentru încă patru puncte de funcționare diferite ca valori ale debitului de apă, două puncte situate sub punctul optim și două puncte amplasate peste punctul optim.

Tabelul cu valorile parametrilor de funcționare pentru pompa MU 81 din amenajarea Lotru Aval se bazează pe informațiile extrase din curbele de catalog, ele corespunzând punctului de funcționare ce are valoare maximă a randamentului.

Tabelul 5.2. – Parametrii specifici punctului optim de funcționare pentru pompa MU 81

Mărimea	Simbol	U.M.	Valori garantate
Înălțimea de pompare	H	m	319
Debitul	Q	m <sup>3</sup> /s	1.02
Puterea absorbită	P <sub>abs</sub>	kW	3600
Randamentul	η	%	87.5
Turația	n	rot/min	1500

### 5.6. Parametrii de funcționare la regimurile de lucru diferite de punctul optim de funcționare

Pe lângă analiza numerică a funcționării pompei centrifuge la punctul optim de funcționare, s-a realizat o investigație a curgerii și pentru alte patru puncte de funcționare. Caracteristicile acestor puncte de funcționare pentru pompa MU 81, diferite de punctul optim, sunt sintetizate în tabelul 5.3.

Tabelul 5.3 – Parametrii specifici punctelor de funcționare, diferite de punctul optim, investigate numeric pentru pompa MU 81

Punctul de funcționare	Parametrul	Simbol	Valori
1	Turația	n [rot/min]	1500
	Debitul	Q [m <sup>3</sup> /s]	0.8
	Înălțimea de pompare	H [m]	350
	Puterea absorbită	P <sub>abs</sub> [kW]	3250
	Randament	η [%]	83
2	Turația	n [rot/min]	1500
	Debitul	Q [m <sup>3</sup> /s]	0.9
	Înălțimea de pompare	H [m]	337
	Puterea absorbită	P <sub>abs</sub> [kW]	3500
	Randament	η [%]	86
3	Turația	n [rot/min]	1500
	Debitul	Q [m <sup>3</sup> /s]	1.1
	Înălțimea de pompare	H [m]	300
	Puterea absorbită	P <sub>abs</sub> [kW]	3800
	Randament	η [%]	85
4	Turația	n [rot/min]	1500
	Debitul	Q [m <sup>3</sup> /s]	1.2
	Înălțimea de pompare	H [m]	265
	Puterea absorbită	P <sub>abs</sub> [kW]	4000
	Randament	η [%]	80



## 6. Analiza câmpului de presiune și viteză în pompa centrifugă (lichid ideal și real)

### 6.1. Distribuția vitezelor în rotorul pompei centrifuge

Pe baza rezultatelor obținute în urma simulării numerice a curgerii nevâscoase și vâscoase în rotorul de pompă centrifugă pentru cele cinci puncte de funcționare se va reprezenta distribuția coeficienților de viteză pe secțiunea de ieșire din rotorul pompei investigate.

Pentru analiza câmpului de viteză în rotorul de pompă se folosesc patru coeficienți de viteză care sunt definiți astfel:

- coeficientul componente axiale a vitezei absolute:

$$C_{ax} = \frac{v_{ax}}{\sqrt{2gH}} \quad (6.1)$$

- coeficientul componente radiale a vitezei absolute:

$$C_r = \frac{v_r}{\sqrt{2gH}} \quad (6.2)$$

- coeficientul componente tangențiale a vitezei absolute:

$$C_{tg} = \frac{v_u}{\sqrt{2gH}} \quad (6.3)$$

- coeficientul componente meridionale a vitezei absolute:

$$C_{vm} = \frac{v_m}{\sqrt{2gH}} = \frac{\sqrt{v_{ax}^2 + v_r^2}}{\sqrt{2gH}} \quad (6.4)$$

unde  $v_{ax}$  reprezintă componenta axială a vitezei,  $v_r$  este componenta radială a vitezei,  $v_u$  este componenta tangențială a vitezei,  $v_m$  reprezintă viteza meridională, iar  $H$  reprezintă înălțimea de pompare caracteristică fiecărui punct de funcționare investigat. În figura 6.1 este reprezentat triunghiul de viteze, atât în plan cât și spațial și se poate observa orientarea celor patru componente ale vitezei utilizate în definirea coeficienților de viteză.

Distribuția celor patru coeficienți de viteză a fost analizată pe suprafața de ieșire din rotor prezentată în figura 6.1a. Pe această suprafață de ieșire au fost realizate trei secțiuni de analiză situate la trei valori diferite ale coordonatei  $z$ , o secțiune poziționată în apropierea inelului,  $z = 10\%$ , o secțiune poziționată în mijlocul suprafeței de ieșire,  $z = 50\%$  și o secțiune aflată în vecinătatea coroanei,  $z = 90\%$ .

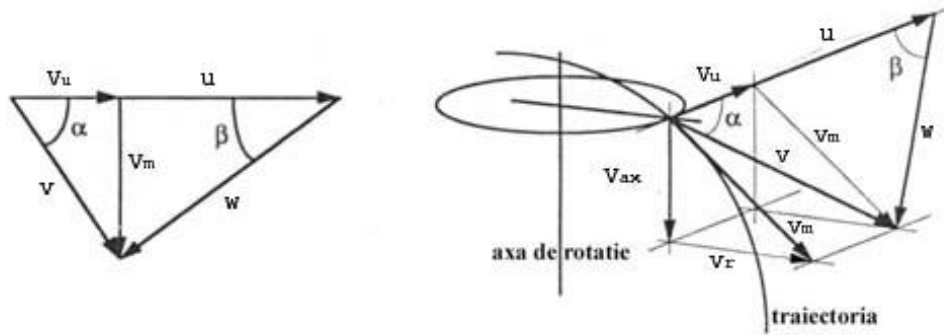


Figura 6.1. Triunghiul de viteze, vedere plană și spațială

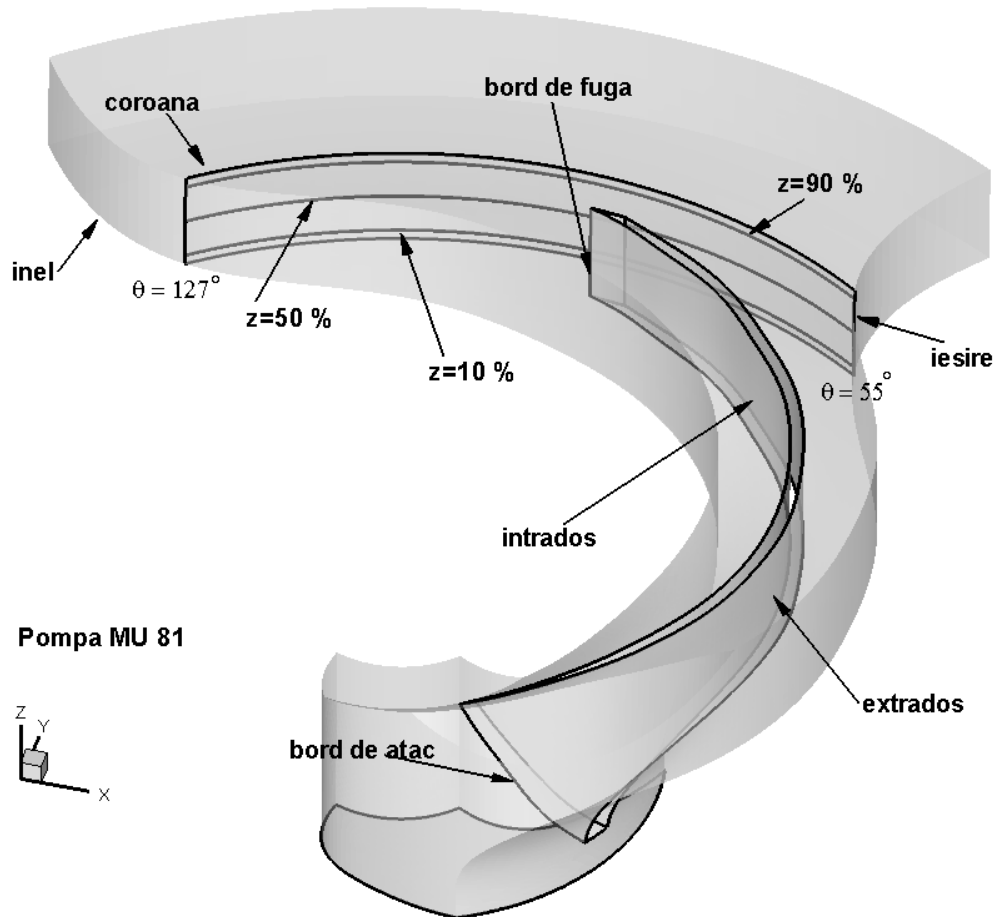


Figura 6.1a. Suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 cu evidențierea celor trei secțiuni de analiză

### 6.1.1. Distribuția coeficienților de viteză pe suprafața de ieșire din rotor pentru punctul optim de funcționare, lichid real

În figurile 6.2 – 6.7 este prezentată distribuția coeficienților de viteză pe secțiunea de ieșire din rotorul de pompă MU 81, pentru situația în care pompa funcționează la punctul optim.

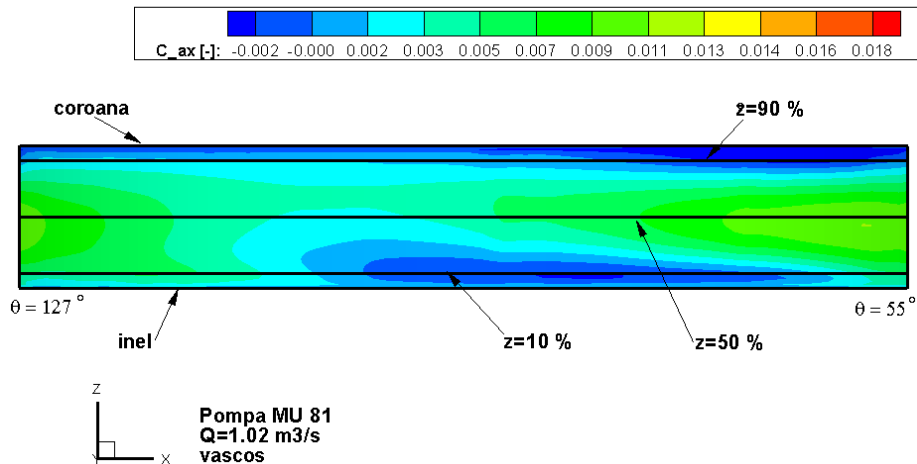


Figura 6.2. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

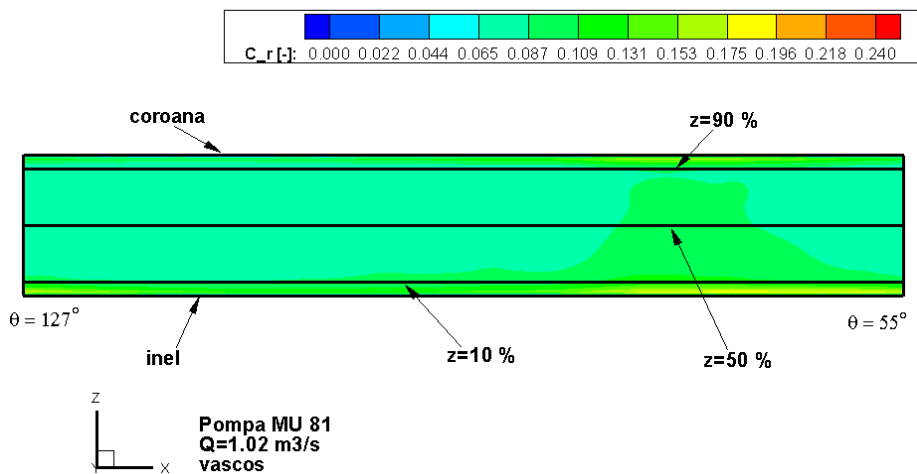


Figura 6.3. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

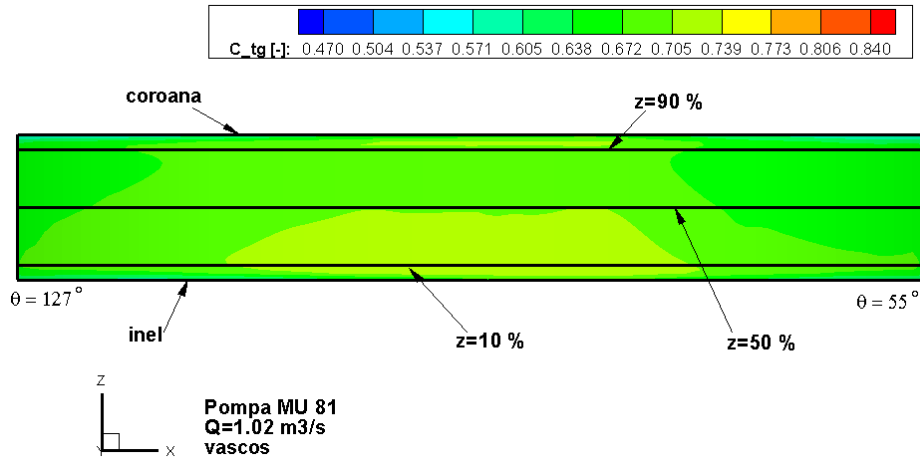


Figura 6.4. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

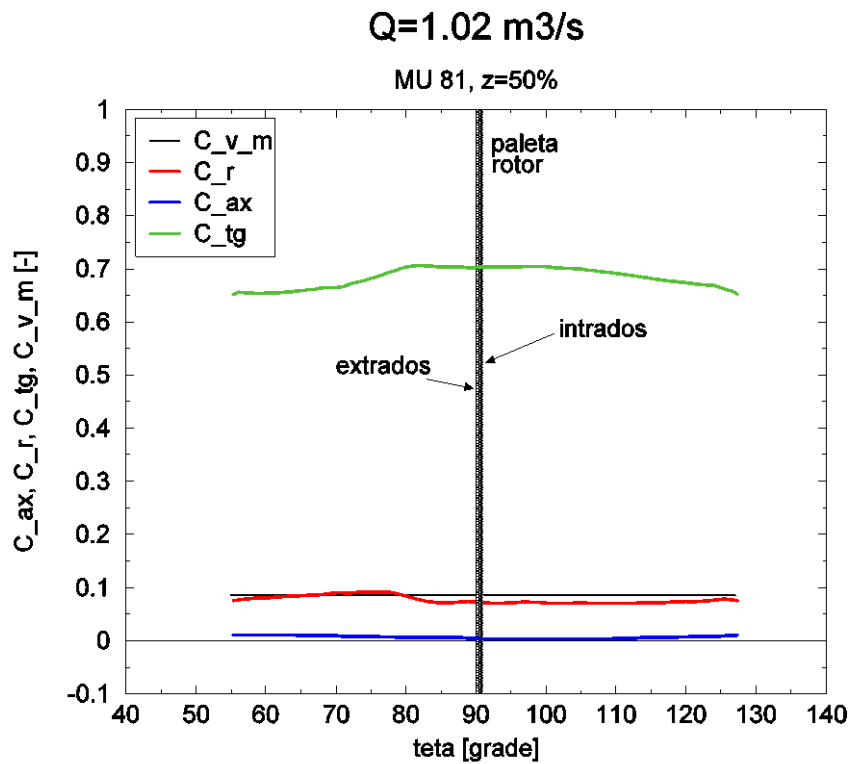


Figura 6.5. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

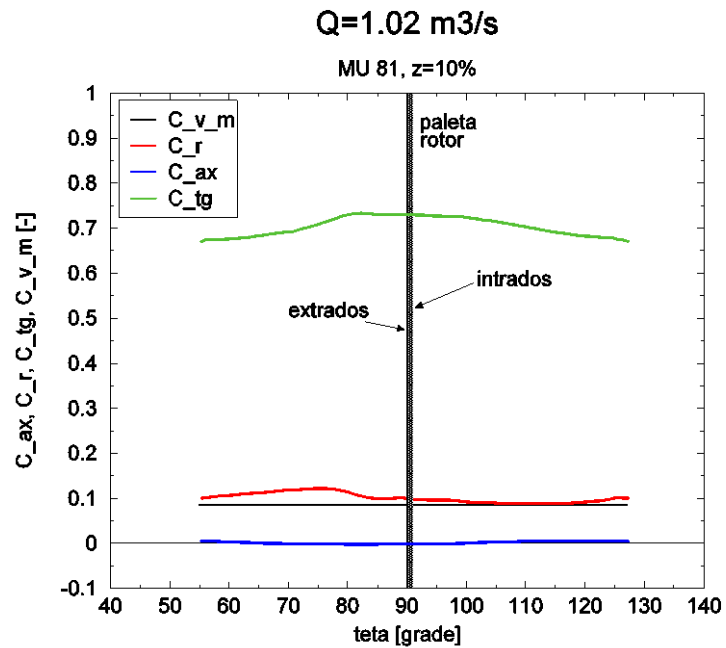


Figura 6.6. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

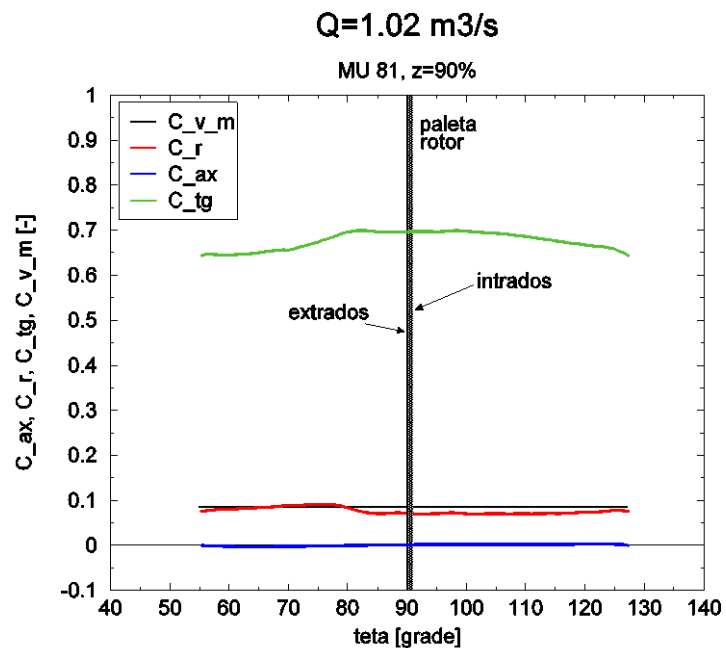


Figura 6.7. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Din analiza distribuției coeficienților componentelor vitezei, prezentată în figurile 6.5, 6.6 și 6.7, se observă că valoarea coeficientului de viteză axială este neglijabilă, având o valoare aproximativ egală cu zero pentru toate cele trei secțiuni de analiză. Acest lucru indică faptul că nu avem o mișcare a lichidului dinspre inel înspre coroană, care să cauzeze mișcări secundare consumatoare de energie hidraulică. Pe de altă parte, cum din compunerea componentei axiale și a celei radiale a vitezei rezultă componenta meridională a vitezei, figura 6.1, care este componenta debitantă, rezultă că rolul cel mai important în determinarea debitului îl are componenta radială.

Se remarcă de asemenea faptul că, dintre cele trei componente ale vitezei, cea cu valoarea cea mai mare este componenta tangențială a vitezei în toate cele trei secțiuni. Valoarea coeficientului componentei tangențiale a vitezei este maximă și egală cu 0.7 pentru unghiul  $\theta = 90^\circ$ , zonă ce corespunde paletei rotorice, unde are loc transferul de energie de la paletă la lichid.

Din figurile 6.5, 6.6 și 6.7 se observă faptul că valorile coeficientului de viteză radială corespunzătoare secțiunilor  $z = 50\%$  și  $z = 90\%$  sunt identice și sunt mai mici cu 30% decât valoarea corespunzătoare secțiunii  $z = 10\%$ .

Este de subliniat prezența unei valori maxime a coeficientului componentei radiale a vitezei pe suprafața de ieșire din rotor, în vecinătatea extradadosului paletei rotorice, pentru toate cele trei secțiuni de analiză, și a unei valori minime a acestui coeficient în vecinătatea intradosului. Diferențele dintre valorile minime și maxime ale coeficientului componentei radiale a vitezei este de aproximativ 40% pe fiecare din cele trei secțiuni de analiză. Acest lucru indică prezența unei structuri de tip jet-dâră așa cum este prezentat și de Brennen, [29], figura 6.8.

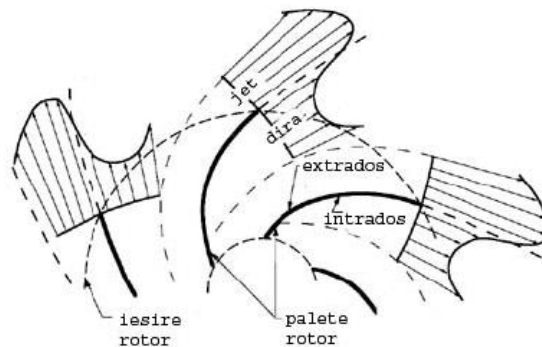


Figura 6.8. Schema curgerii lichidului într-o pompă centrifugă incluzând modelul alternativ al structurii jet-dâră rezultat datorită desprinderii curentului de lichid de pe intradosul paletei rotorice, Brennen, [29]

Brennen, [29], arată, conform figurii 6.8, că într-o pompă centrifugă curentul se desprinde de pe intradosul paletei imediat ce depășește bordul de atac și acest fenomen duce la apariția unei dâre substanțiale pe intradosul fiecărei palete. S-a constatat și de către Fischer și Thoma, încă din anul 1932, prezența acestui fenomen și cei doi au observat că această dâră poate apare chiar și la punctul optim de funcționare. Astfel se formează o zonă cu viteză scăzută, dâră, în vecinătatea intradosului, și a unei zone cu viteză ridicată în restul canalului interpaletar, jet. Această structură a câmpului de viteză a fost denumită structură de tip jet-dâră. Pentru punctul optim de funcționare, grosimea dârei este mai mică, iar pe măsură ce debitul scade se va produce o creștere a incidenței ce va duce la o mărire a dârei. Pe măsură ce dâră crește în grosime, se constată că o creștere a fracțiunii de debit

care este concentrată în zona de jet. Acest lucru conduce la urmărirea mai îndeaproape a curenților a extradadosului paletelor rotorice, astfel că desprinderile curenților de pe intrados sunt mai reduse. Totuși această structură a curenților nu duce la o creștere a înălțimii de pompare, deoarece dacă curenții sunt atașați pe extradados se produce și o creștere a pierderilor hidraulice generate de frecările vâscoase. Un rol demn de luat în seama asupra structurii jet-dâră îl au și recirculările ce apar în canalul interpaletar.

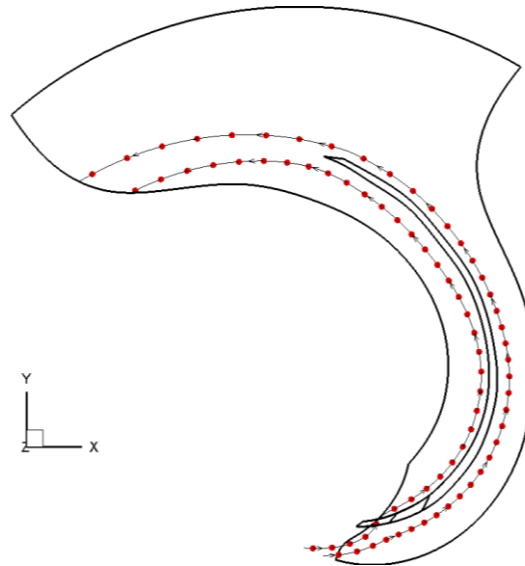


Figura 6.9. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

O ușoară desprindere a curenților de pe intradosul paletelor începând cu mijlocul paletelor se poate observa din figura 6.9, chiar și pentru punctul optim de funcționare. Această desprindere a curenților are loc datorită faptului că punctul de incidență al curenților pe paletă este situat pe extradados, în vecinătatea bordului de atac, astfel că avem de-a face cu o accelerare a curenților la trecerea peste bordul de atac, lucru ce duce la desprinderea curenților de pe intrados. Punctul de incidență al curenților pe paletă se poate observa și din figura 6.12.

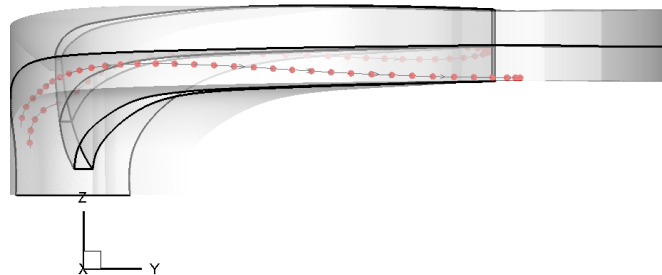


Figura 6.10. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

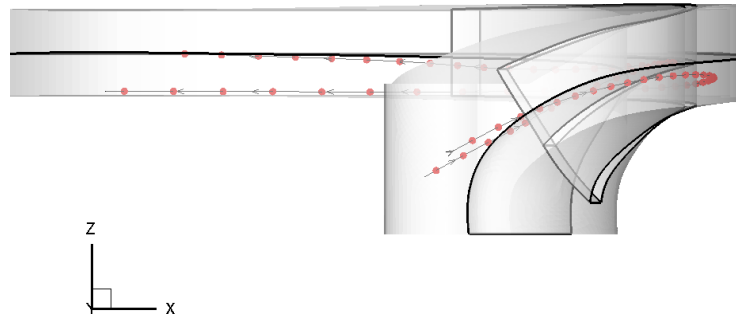


Figura 6.11. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

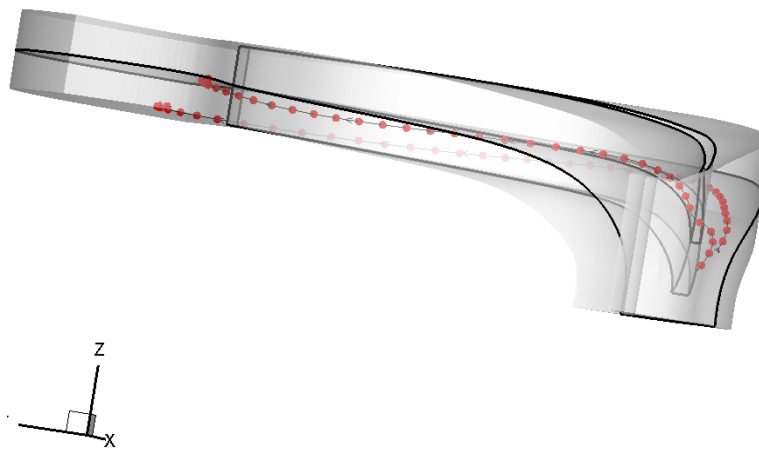


Figura 6.12. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Din figurile 6.10, 6.11 și 6.12 se remarcă faptul că pe măsură ce avansează înspre ieșirea din rotor, cele două linii de curent sunt deviate în raport cu secțiunea mediană a canalului rotoric. Astfel linia de curent de pe intrados este deviată ușor înspre inel, în timp ce linia de curent de pe extradados este deviată mai pronunțat înspre inel. Acest fenomen de abatere a liniilor de curent de la traiectoria mediană poartă numele de efect tridimensional al curgerii. Metoda de proiectare clasică consideră că liniile de curent corespunzătoare secțiunii mediane evoluează în același plan între intrarea și ieșirea din rotor, lucru care este infirmat de distribuția liniilor de curent din figurile de mai sus.

### 6.1.2. Distribuția coeficienților de viteză pe suprafața de ieșire din rotor în afara punctului optim de funcționare, lichid real

În figurile 6.13 – 6.52 este prezentată distribuția coeficienților de viteză pe secțiunea de ieșire din rotorul de pompă MU 81 precum și distribuția liniilor de curent în canalul interpaletar rotoric, pentru situația în care pompa funcționează la cele patru puncte diferite de punctul optim.



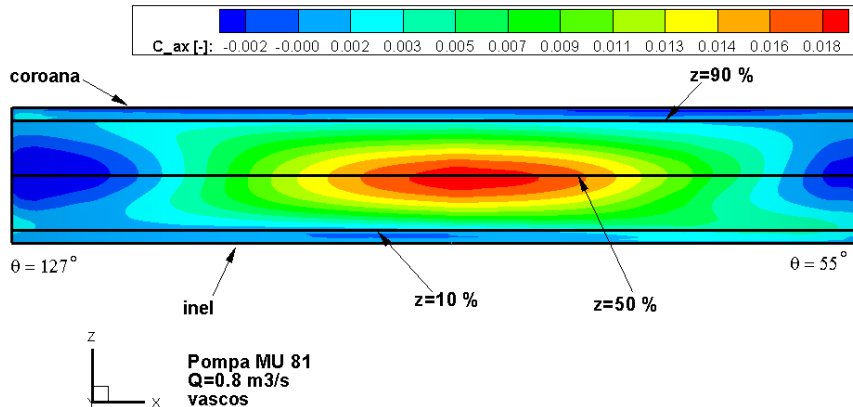


Figura 6.13. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

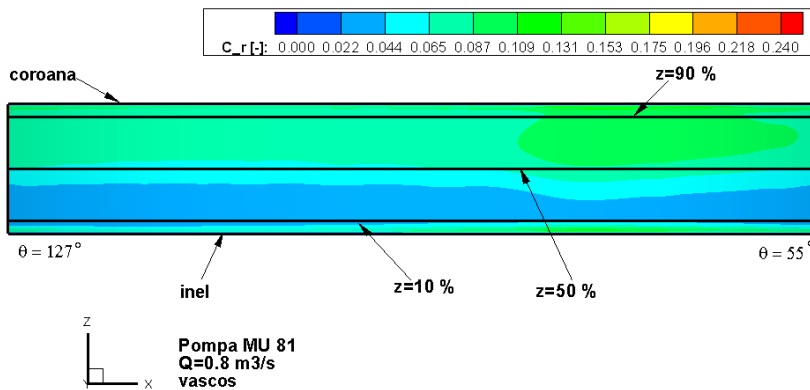


Figura 6.14. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

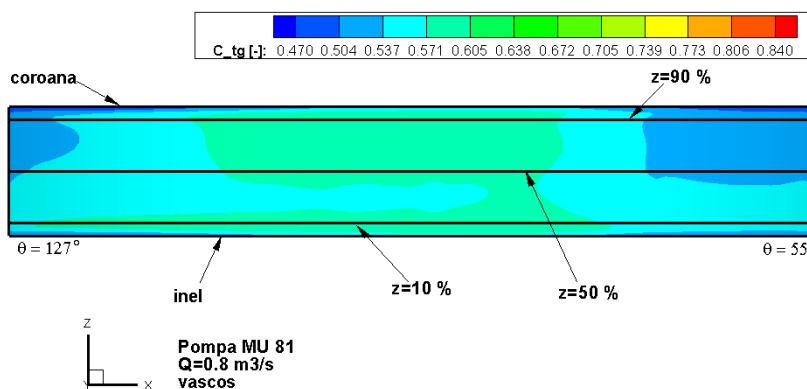


Figura 6.15. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

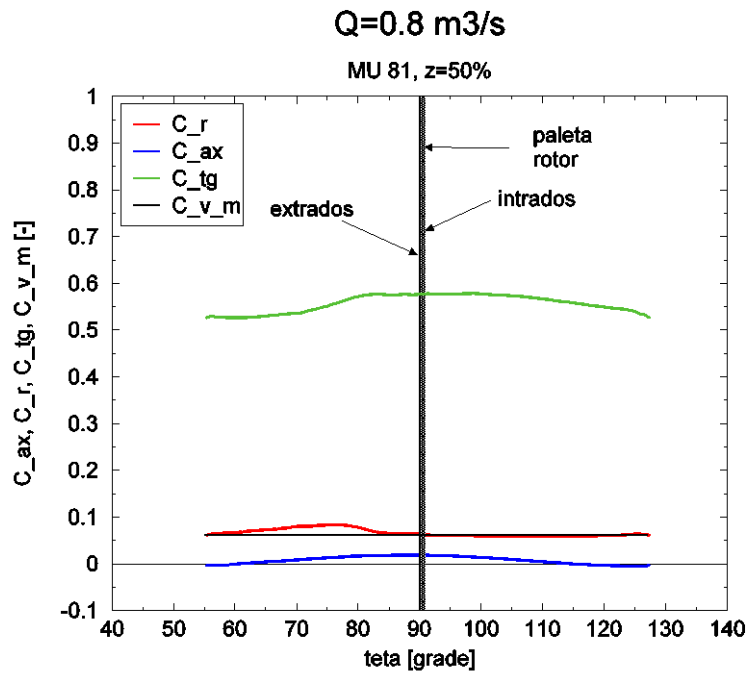


Figura 6.16. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

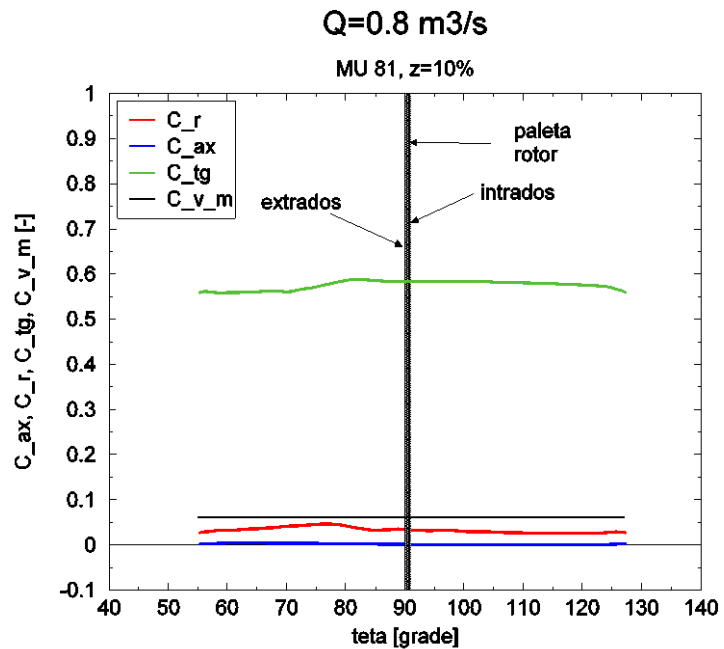


Figura 6.17. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

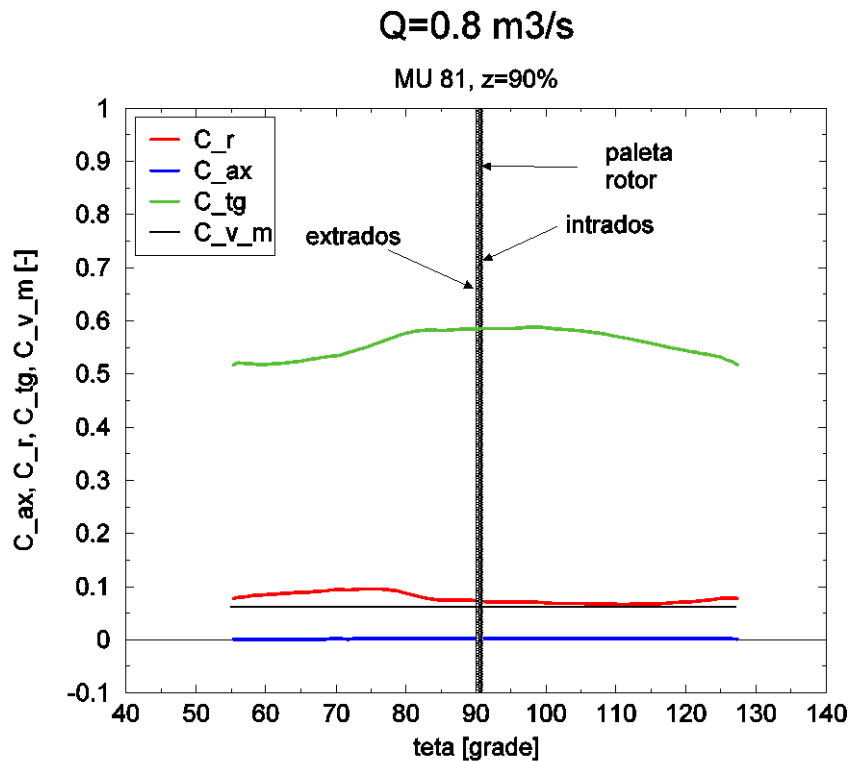


Figura 6.18. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Analizând figurile 6.13, 6.16-6.18 se observă că, pentru punctul de funcționare caracterizat de debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , valoarea coeficientului componente axiale a vitezei, corespunzătoare secțiunii de mijloc ( $z = 50\%$ ) a suprafeței de ieșire, are o valoare mai mare decât zero, fapt ce indică prezența unei mișcări secundare a lichidului dinspre inel înspre coroană. Această mișcare secundară generează apariția unor pierderi hidraulice suplimentare. Coeficientul de viteză axială este aproximativ egal cu zero în celelalte două secțiuni de analiză, din vecinătatea inelului,  $z = 10\%$  și a coroanei,  $z = 90\%$ .

Se constată că, pentru toate cele trei secțiuni de analiză, componenta tangențială a vitezei are valoare cea mai mare dintre toate componentele vitezei. Valoarea maximă a coeficientului componente tangențiale a vitezei se întâlnește tot în mijlocul secțiunii de analiză și este egală cu 0.57.

Pentru punctul de funcționare caracterizat de debitul minim,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , analizând distribuția coeficientului componente radiale a vitezei, se observă prezența structurii jet-dără în toate cele trei secțiuni de analiză. Acest fenomen apare, așa cum s-a amintit, datorită desprinderilor curentului de pe intradosul paletei rotorice. Cum ne aflăm la un punct de funcționare diferit de punctul optim, desprinderile curentului de pe intradosul paletei sunt mai pronunțate, deoarece punctul de incidență a curentului pe paletă este deplasat și mai mult pe extrados.

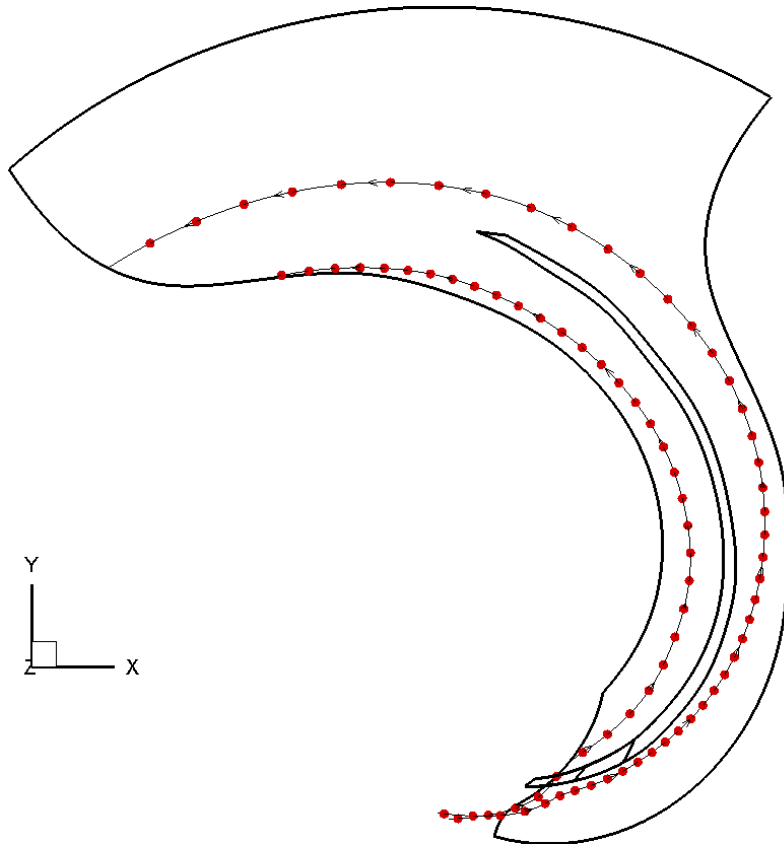


Figura 6.19. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

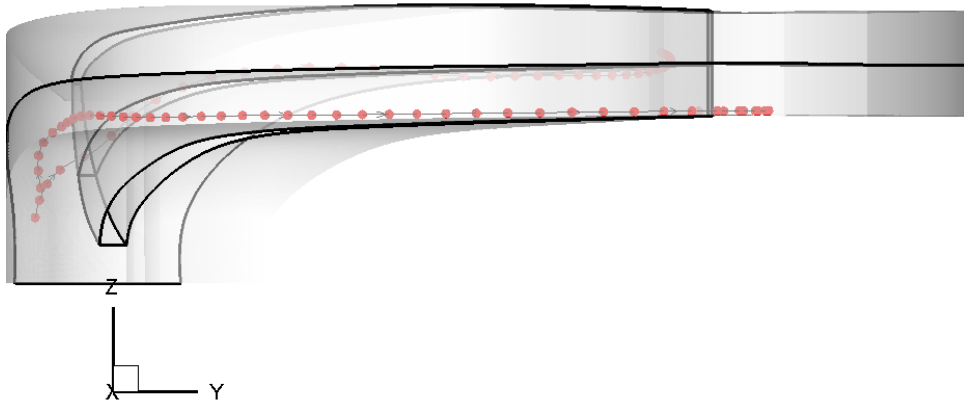


Figura 6.20. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

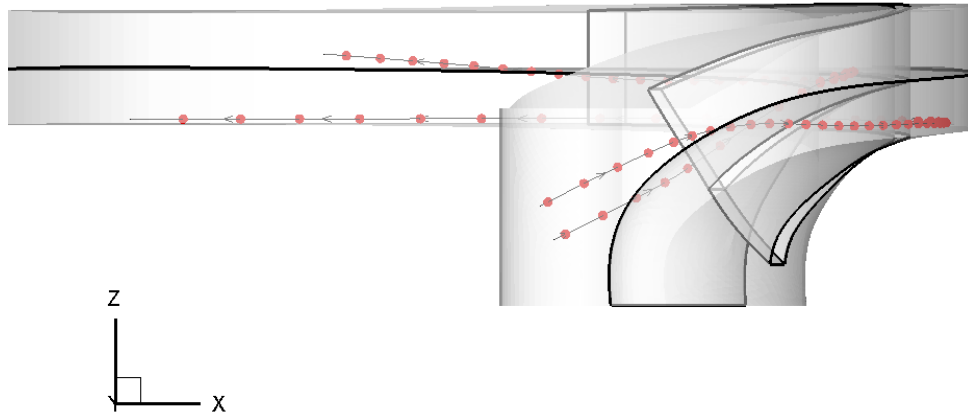


Figura 6.21. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Analizând evoluția liniilor de curent în canalul interpaletar din figurile 6.19 – 6.22 se observă că desprinderile curentului de pe paletă au loc atât pe intradosul cât și de pe extradოსul paletei. Din cauza faptului că punctul de incidență este deplasat pe extradოსul la o distanță mai mare de bordul de atac, față de punctul optim de funcționare, curentul nu este deloc atașat pe intradosul paletei. Și pe extradოსul are loc desprinderea curentului de suprafața paletei. Aceste fenomene se datorează și faptului că fiind un debit mai mic decât debitul optim, canalul interpaletar nu mai este umplut cu apă așa cum se întâmplă la punctul optim de funcționare.

Se remarcă prezența devierii înspre inel a liniei de curent din vecinătatea extradოსului, lucru care demonstrează prezența efectelor tridimensionale ale curgerii.

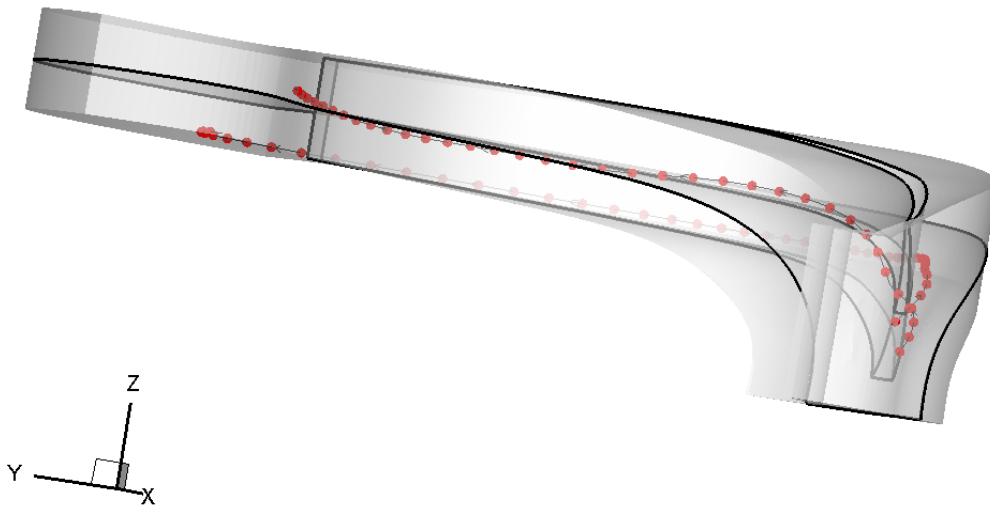


Figura 6.22. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

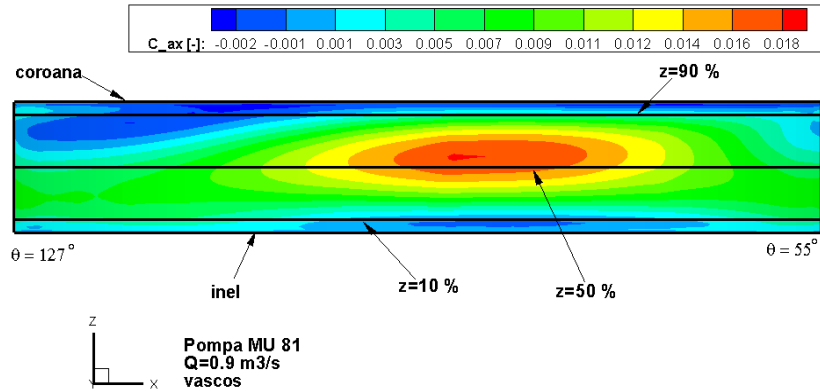


Figura 6.23. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

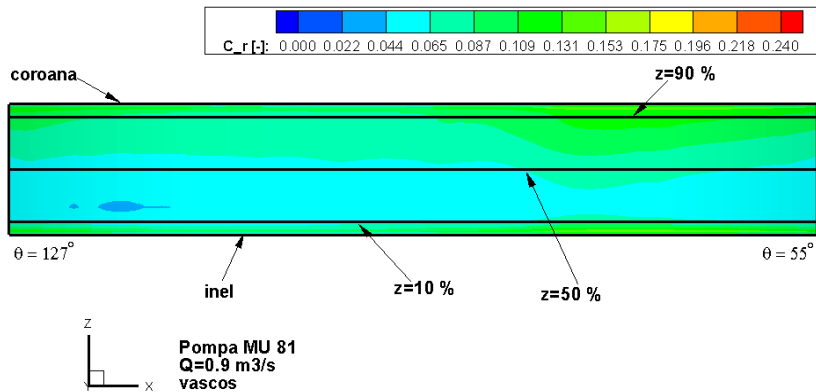


Figura 6.24. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

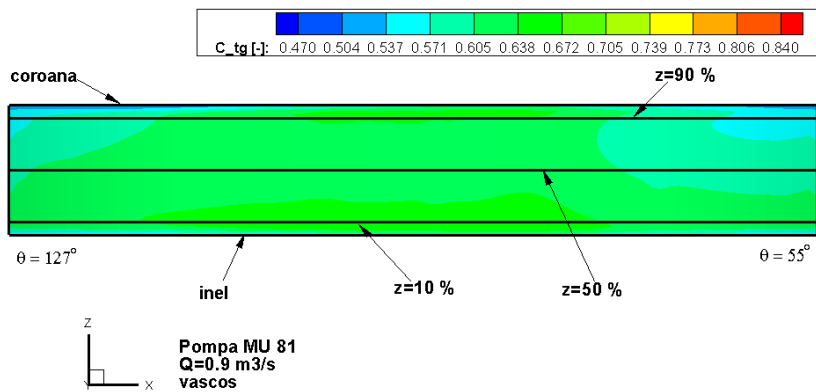


Figura 6.25. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

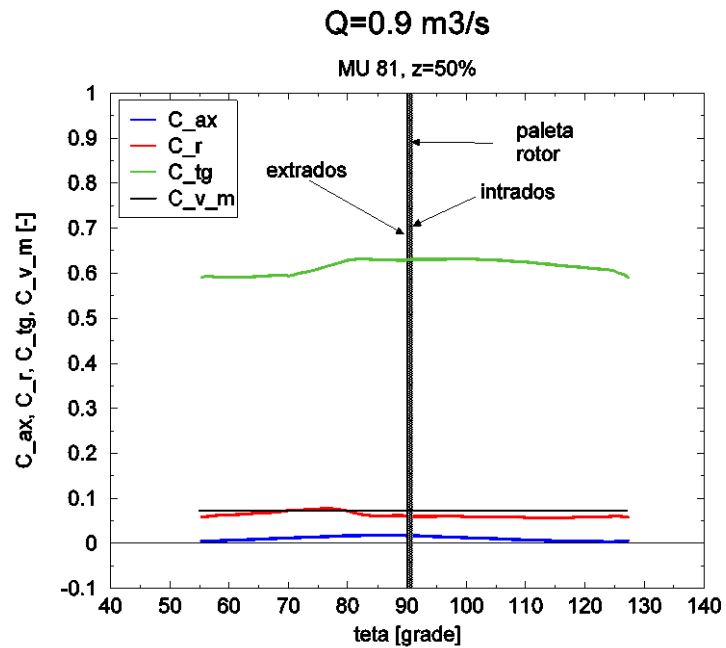


Figura 6.26. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

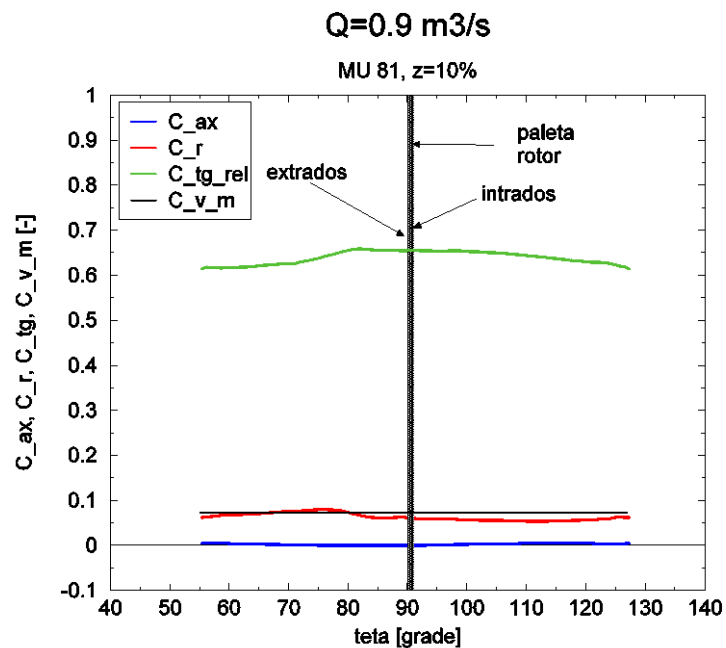


Figura 6.27. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

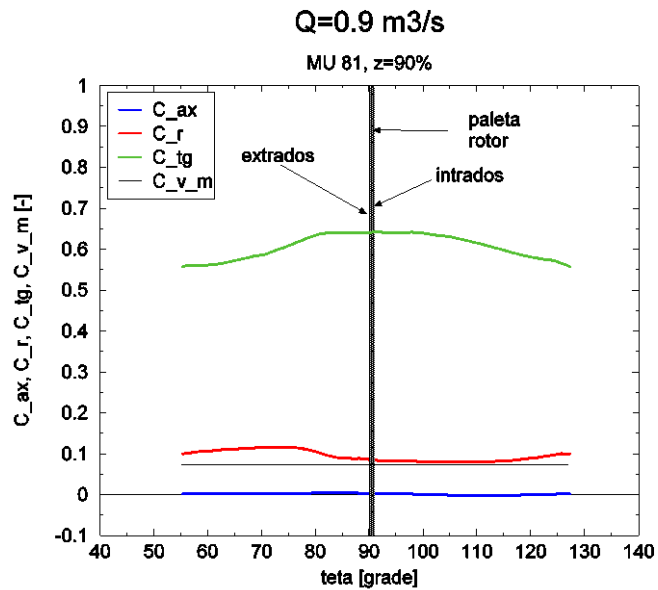


Figura 6.28. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Din figurile 6.23 – 6.28 reiese că structura câmpului de viteză pe suprafața de ieșire din rotor pentru punctul de funcționare caracterizat de debitul  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$  este identică cu cea a punctului de funcționare analizat anterior.

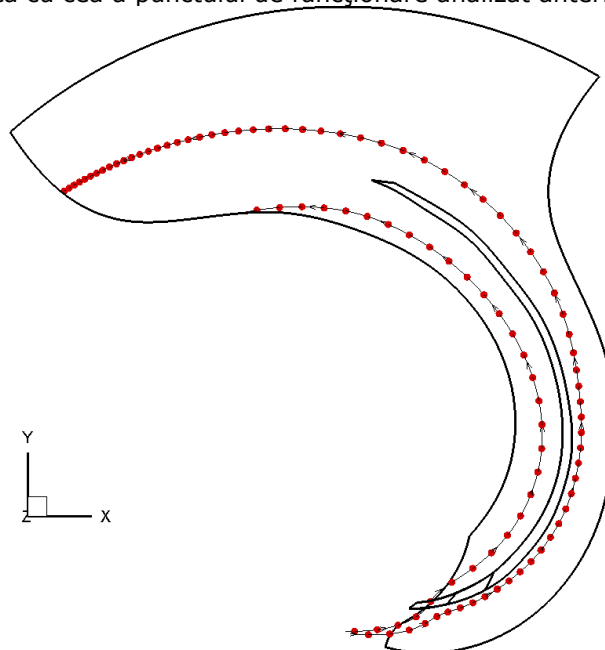


Figura 6.29. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă



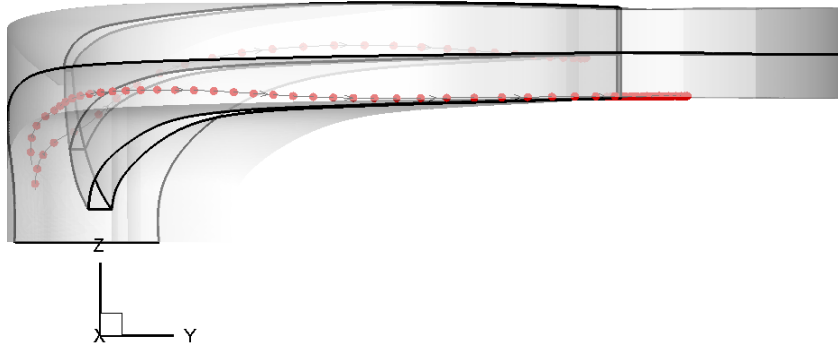


Figura 6.30. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

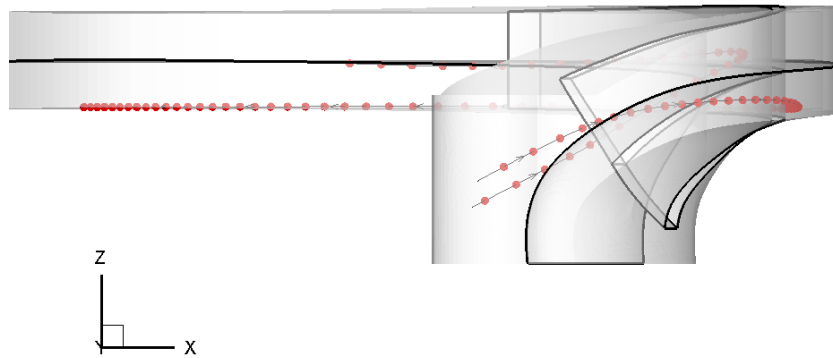


Figura 6.31. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

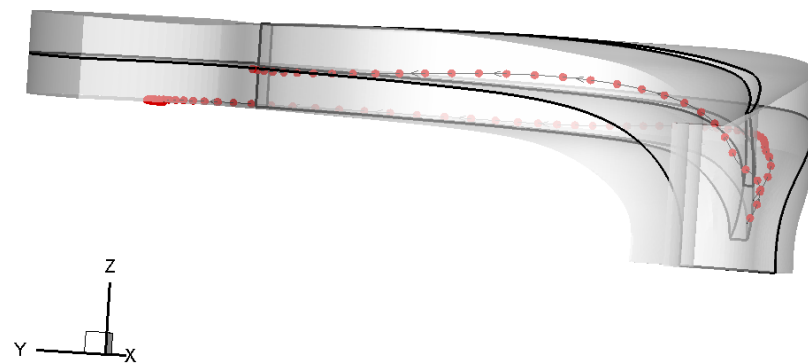


Figura 6.32. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Analizând evoluția liniilor de curent în canalul interpaletar, prezentată în figurile 6.29 – 6.32, se remarcă similitudinea cu cazul descris anterior pentru debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ . Apare aceeași desprindere a curentului de pe extradosul paletelor, dar se poate observa că această desprindere are loc doar după ce se depășește mijlocul

paletelor din cauză că debitul a crescut și are loc o mai bună umplere a canalului rotor-rotor. Pe intrados însă, curentul este în continuare complet detașat de paletă din cauza incidenței pe paletă.

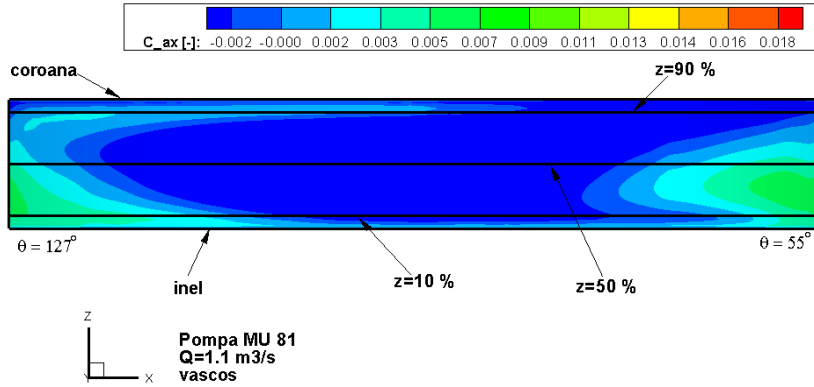


Figura 6.33. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

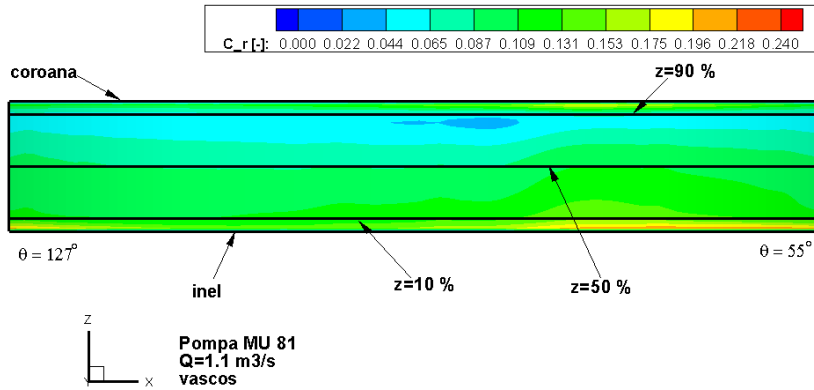


Figura 6.34. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

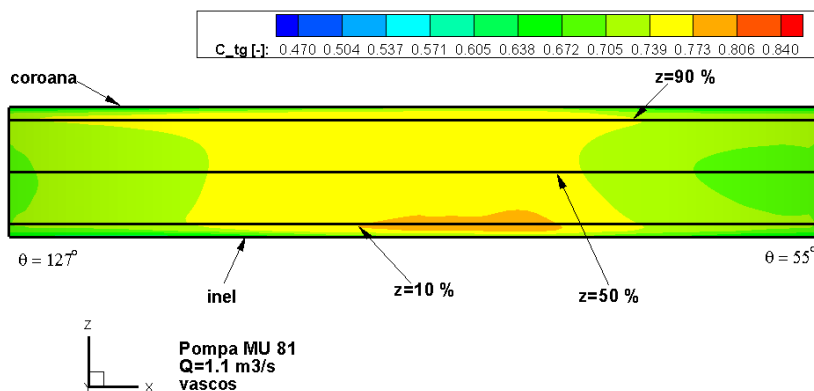


Figura 6.35. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

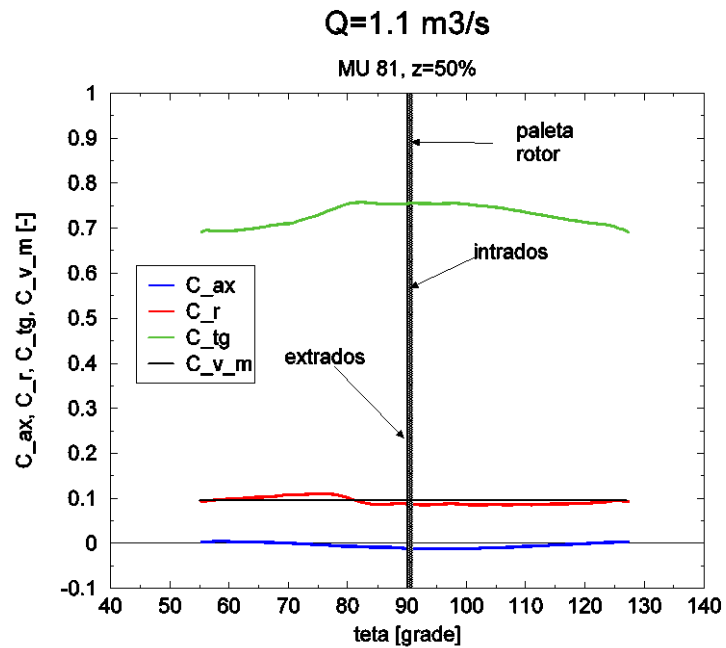


Figura 6.36. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

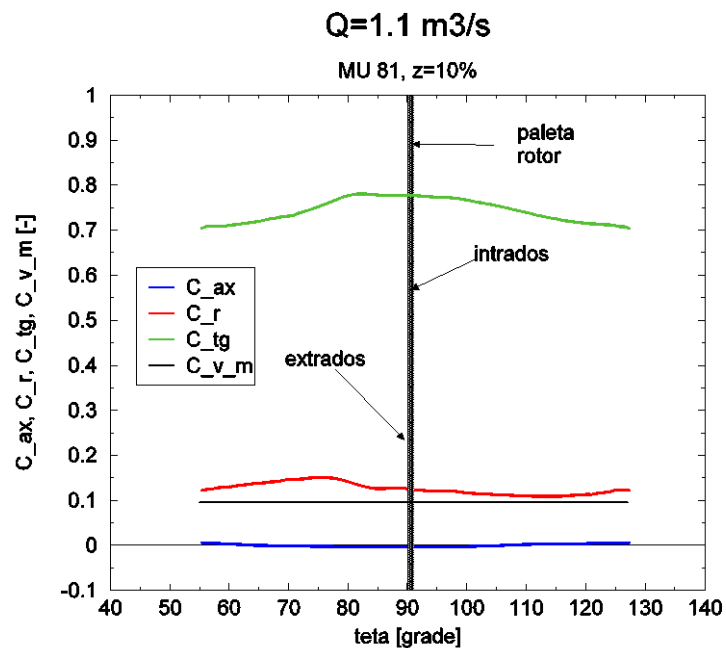


Figura 6.37. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

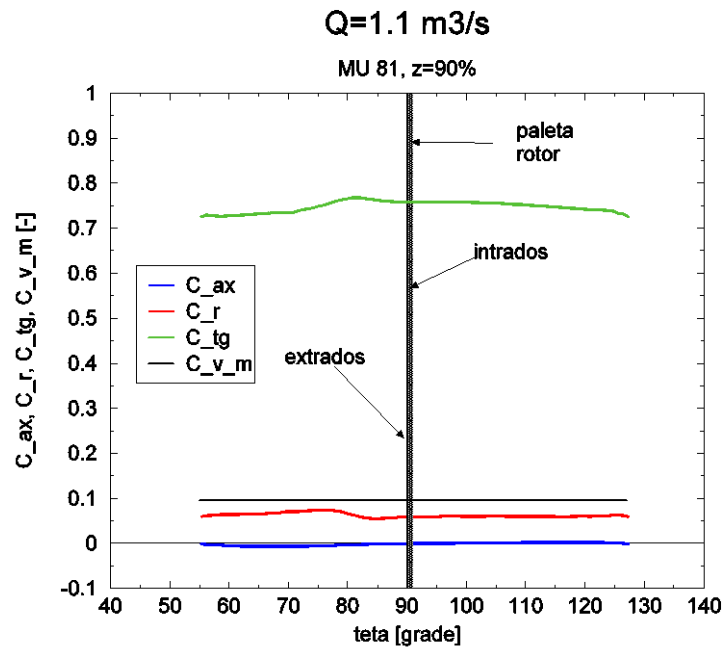


Figura 6.38. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

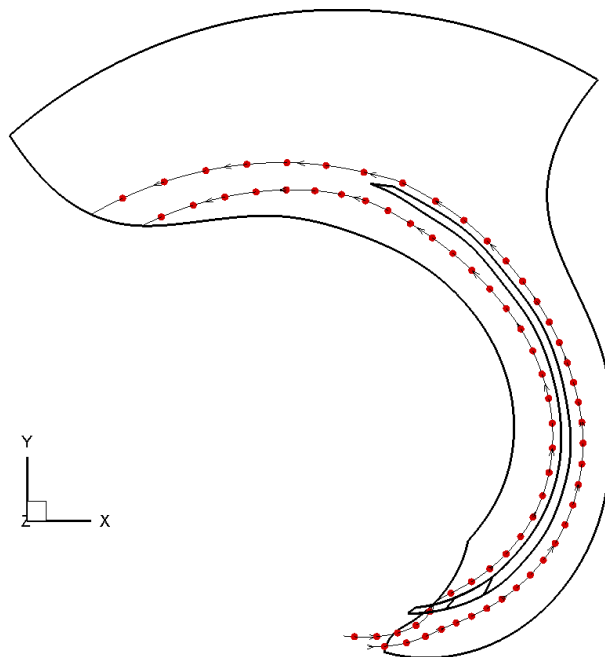


Figura 6.39. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

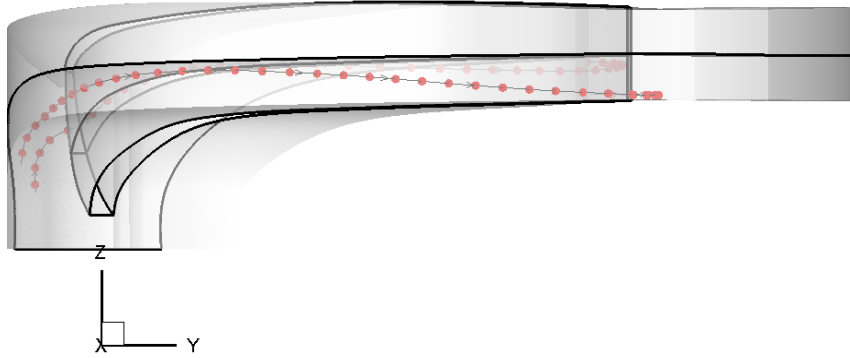


Figura 6.40. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

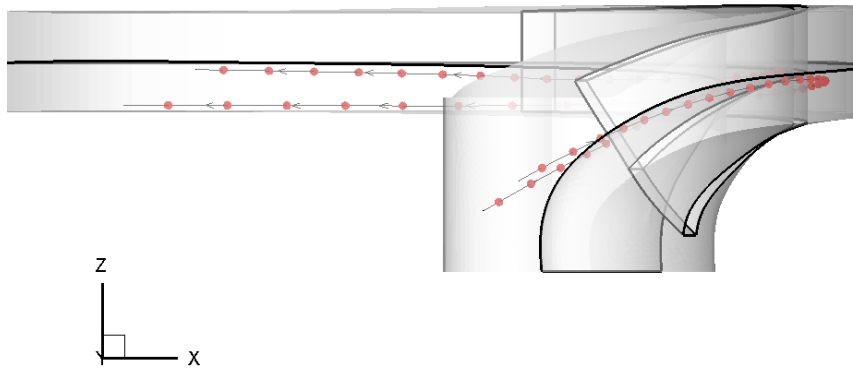


Figura 6.41. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

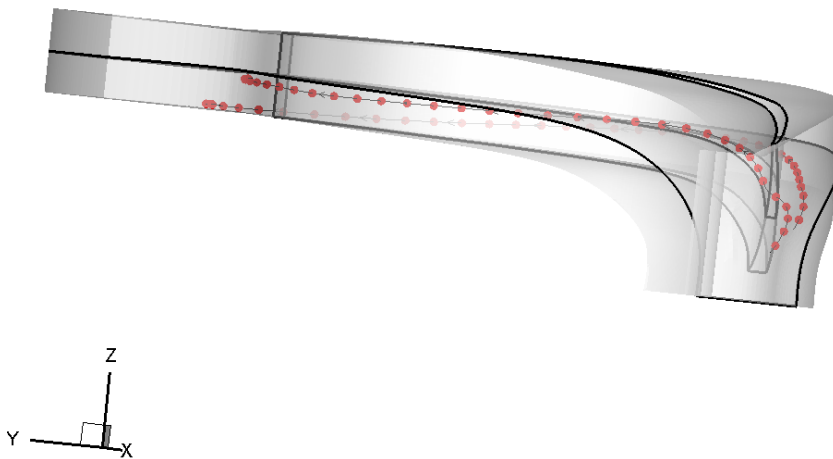


Figura 6.42. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

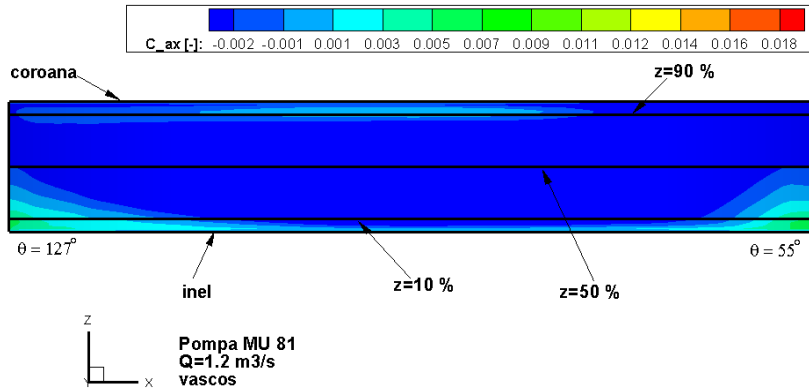


Figura 6.43. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

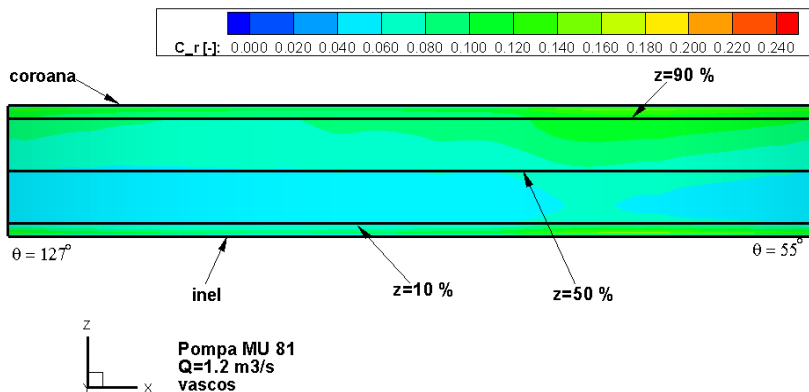


Figura 6.44. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

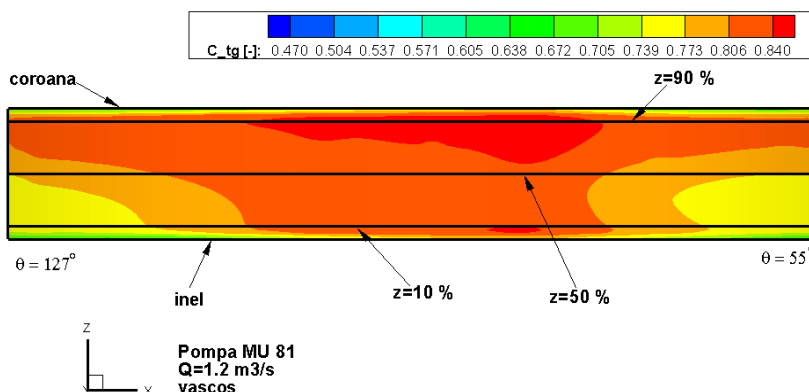


Figura 6.45. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

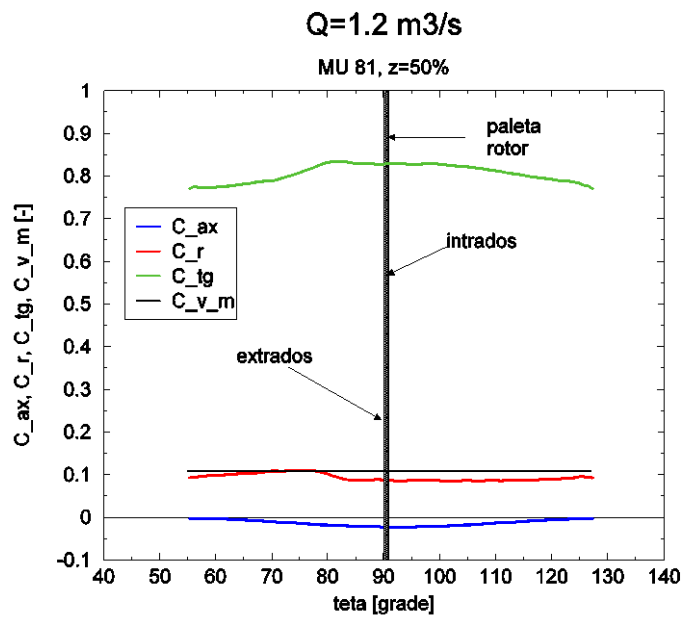


Figura 6.46. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

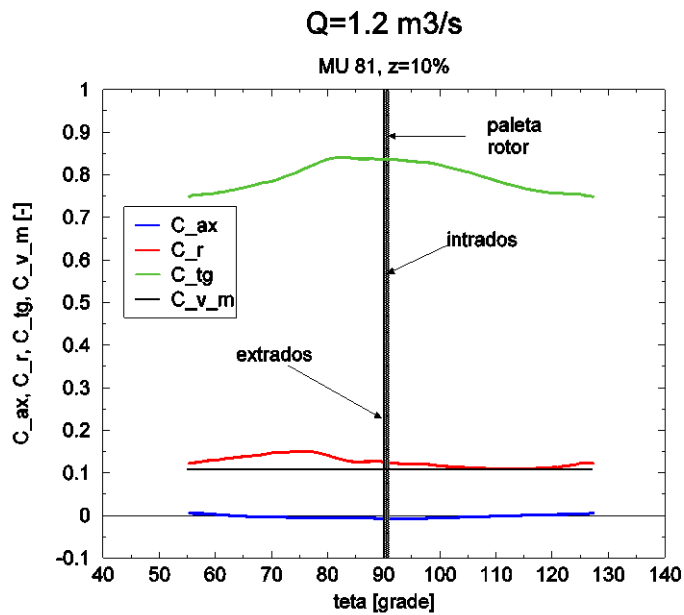


Figura 6.47. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Studiind distribuția coeficienților de viteză pe suprafața de ieșire din rotor, pentru punctul de funcționare cu debit maxim  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , figurile 6.43 – 6.48, se constată că valoarea componentei axiale are valoare negativă pentru secțiunea  $z =$

50%, fapt ce indică prezența unei mișcări secundare dinspre coroană înspre inel, mișcare generatoare de pierderi hidraulice suplimentare. Se păstrează distribuția componentei radiale a vitezei, care indică prezența structurii jet-dâră pentru toate cele trei secțiuni de analiză.

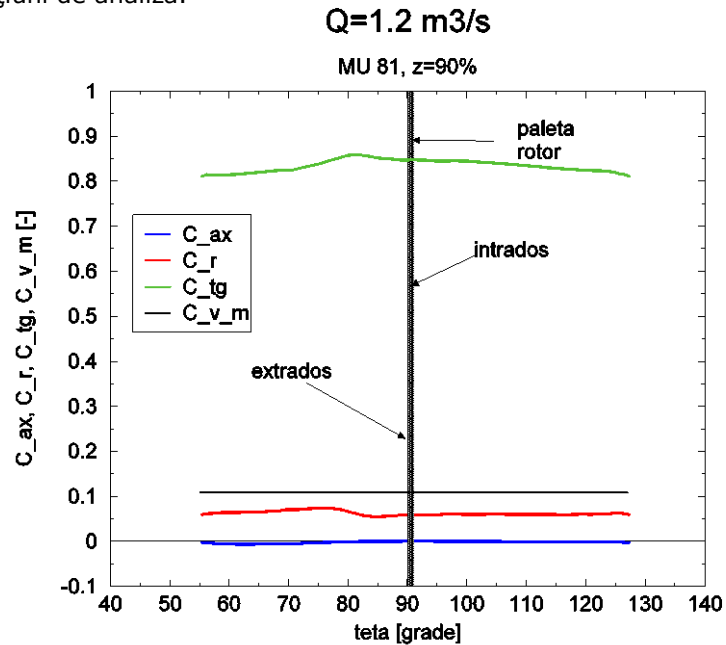


Figura 6.48. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

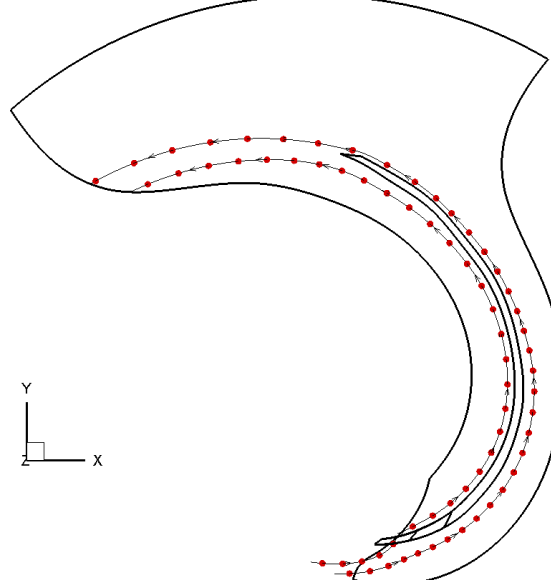


Figura 6.49. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă



Din figura 6.49 se observă că pe intradosul paletelor apare o desprindere a curentului spre zona dinspre bordul de fugă. Pe extradadosul paletelor curentul este la început detașat de paletă, după care se reatașează pe paletă.

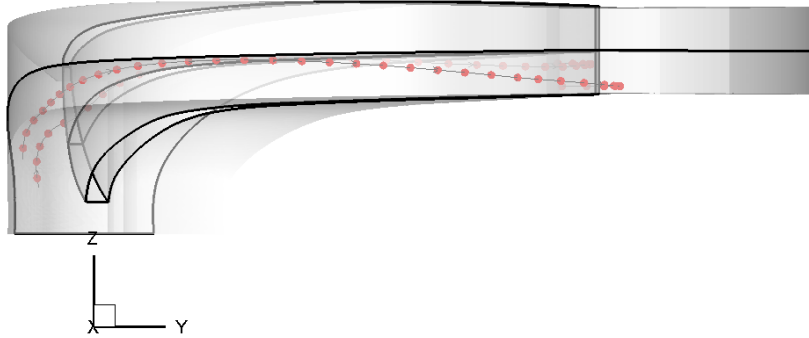


Figura 6.50. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

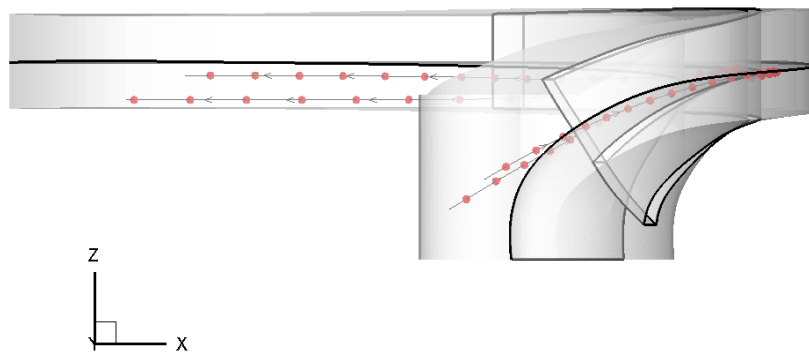


Figura 6.51. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

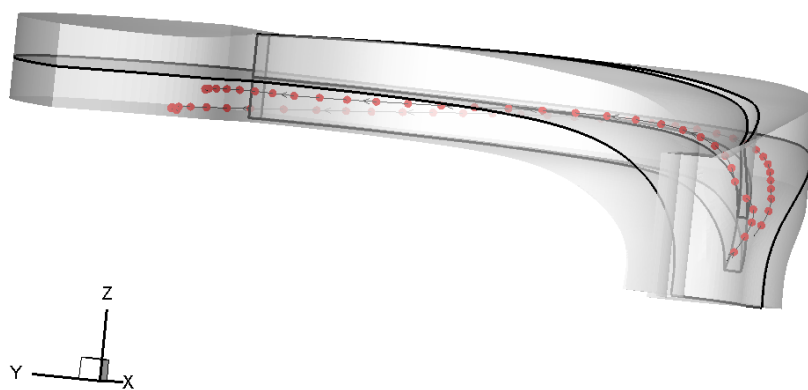


Figura 6.52. Evoluția traiectoriei particulelor de lichid în rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Distribuțiile liniilor de curent, pentru punctele de funcționare situate în afara punctului optim, prezentate în figurile 6.20 – 6.22, 6.30 – 6.32, 6.40 – 6.42 și 6.50 – 6.52 pun în evidență devierea curentului de pe extradosul paletelor înspre inel. Punctul din care această deviere a curentului are loc, se deplasează din apropierea bordului de atac înspre bordul de fugă pe măsură ce debitul crește.

### 6.1.3. Comparație între distribuția coeficienților de viteză pe suprafața de ieșire din rotor pentru lichidul real și ideal, la punctul optim de funcționare

Figurile 6.53, 6.54 și 6.55 pun în evidență diferențele ce apar între valorile coeficientului componente tangențiale a vitezei pentru lichidul real și cel ideal, în cazul punctului optim de funcționare. Reiese că pentru toate cele trei secțiuni de analiză valorile acestui coeficient de viteză, specifice lichidului ideal, sunt mai mari cu aproximativ 10% față de cele ale lichidului real. Aceste diferențe apar datorită faptului că simularea numerică a curgerii lichidului ideal nu ia în calcul efectele vâscoase, astfel apărând o supraestimare a valorii coeficientului vitezei tangențiale.

Coeficientul componente axiale de viteză este aproximativ egal cu zero pentru toate cele trei secțiuni atât pentru lichidul ideal, cât și pentru cel real.

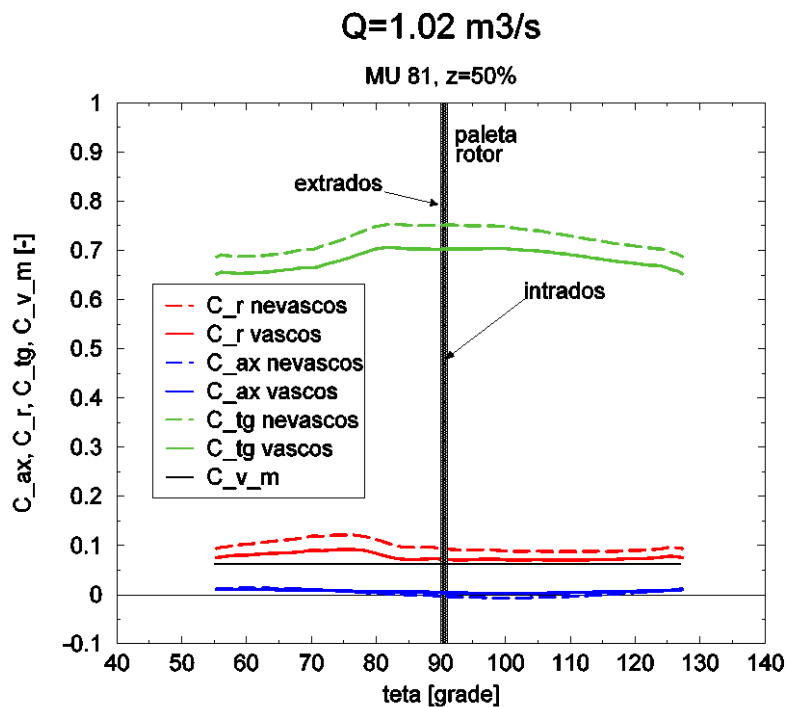


Figura 6.53. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

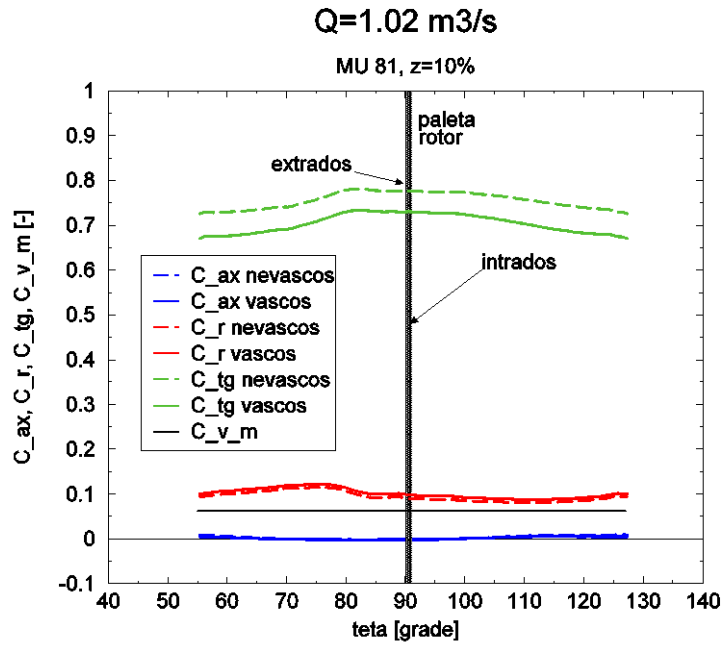


Figura 6.54. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

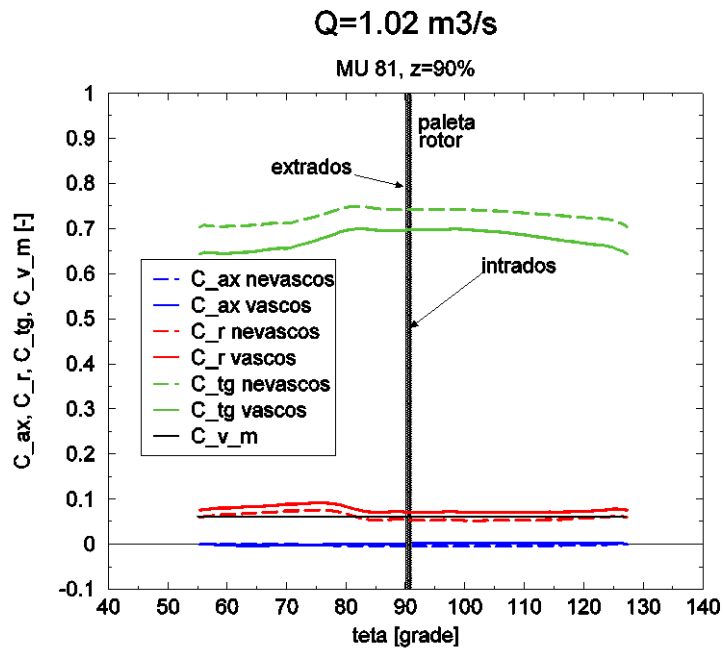


Figura 6.55. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

În ceea ce privește coeficientul componentei radiale de viteză, care, din cauză că valoarea componentei axiale este practic nulă, reprezintă coeficientul componentei debitante a vitezei, se observă că pentru secțiunea mijlocie a suprafeței de ieșire,  $z = 50\%$ , valoarea coeficientului de viteză rezultat din simularea numerică a curgerii lichidului ideal este mai mare cu aproximativ 4% decât valoarea rezultată din simularea numerică a curgerii lichidului real. Această supraestimare este compensată de subestimarea din celelalte două secțiuni de analiză,  $z = 10\%$  și  $z = 90\%$ , astfel încât valoarea debitului este aceeași atât pentru lichidul ideal cât și pentru cel real.

#### 6.1.4. Comparație între distribuția coeficienților de viteză pe suprafața de ieșire din rotor pentru lichidul real și ideal, în afara punctului optim de funcționare

Din figurile 6.56 – 6.58 reiese că, pentru toate cele trei secțiuni de analiză, valorile coeficientului componentei tangențiale a vitezei pentru lichidul ideal sunt mai mari decât cele ale lichidului real cu până la aproximativ 20%, pentru debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ . Aceste diferențe se datorează tot efectelor vâscoase care nu sunt luate în calcul de simularea numerică a curgerii lichidului ideal.

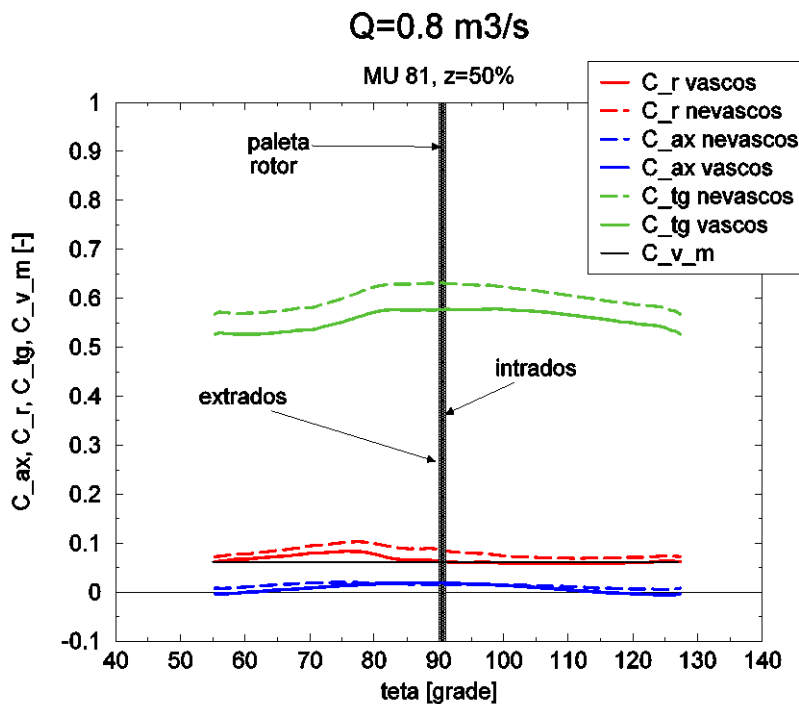


Figura 6.56. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

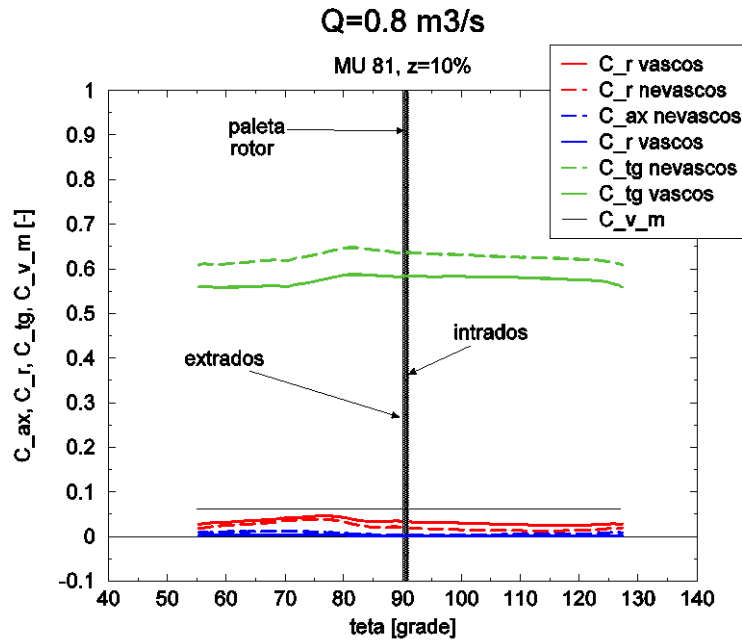


Figura 6.57. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea z = 10% a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru Q = 0.8 m<sup>3</sup>/s, curgere vâscoasă și nevâscoasă

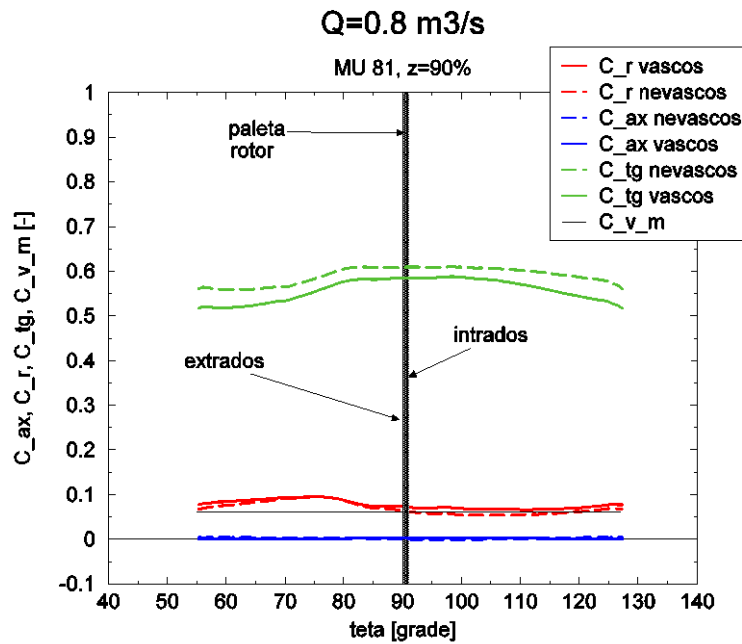


Figura 6.58. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea z = 90% a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru Q = 0.8 m<sup>3</sup>/s, curgere vâscoasă și nevâscoasă

Componentele radiale și axiale ale vitezei au aproximativ aceleași valori atât pentru lichidul ideal cât și pentru cel real, pentru toate cele trei secțiuni de analiză.

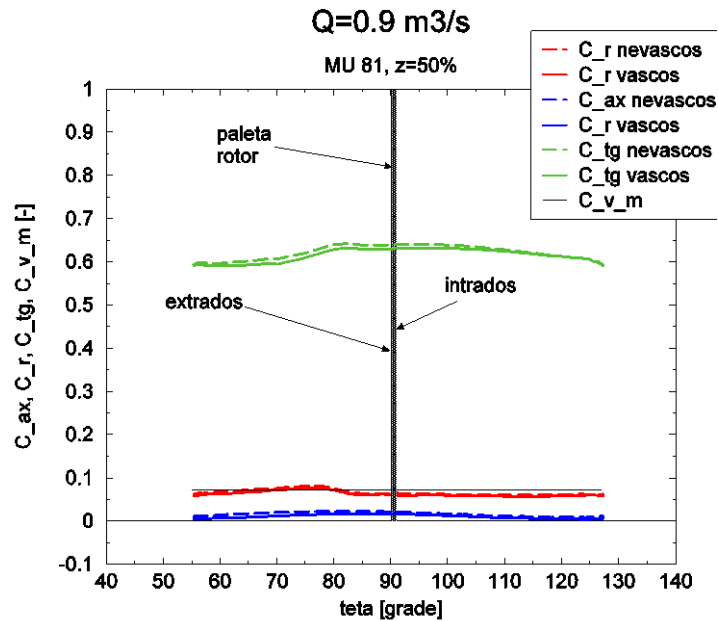


Figura 6.59. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

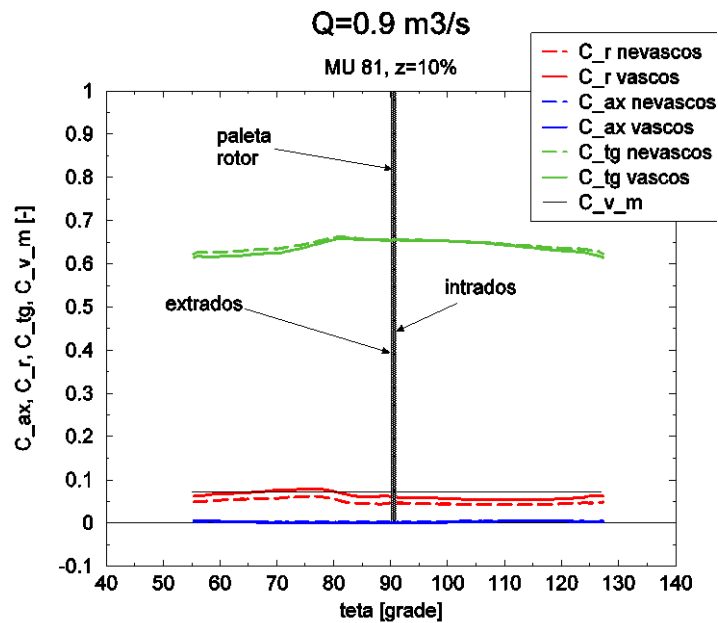


Figura 6.60. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

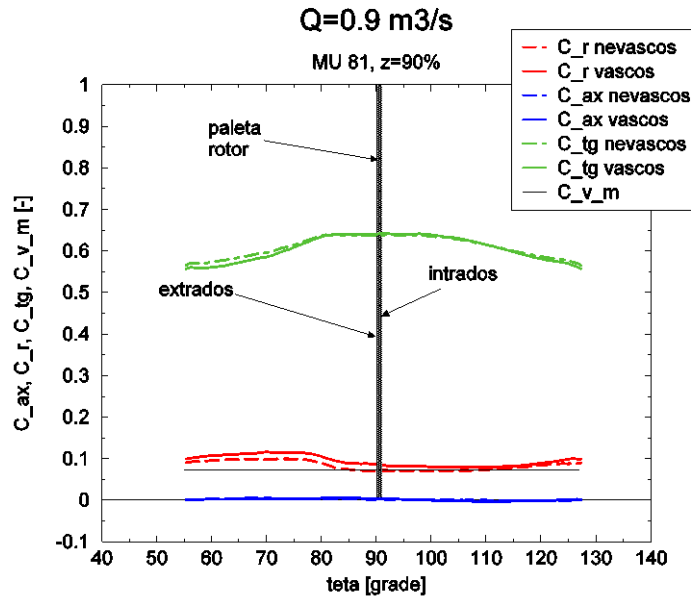


Figura 6.61. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

Pentru debitul  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$  se constată, figurile 6.58 – 6.61, lipsa unei diferențe semnificative între valorile coeficientului componente tangențiale de viteză pentru lichidul ideal și cel real, pentru toate cele trei secțiuni de analiză.

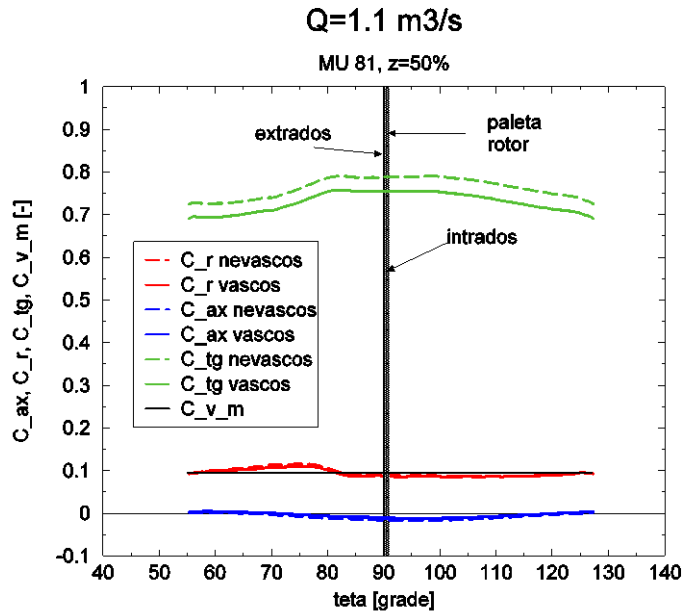


Figura 6.62. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

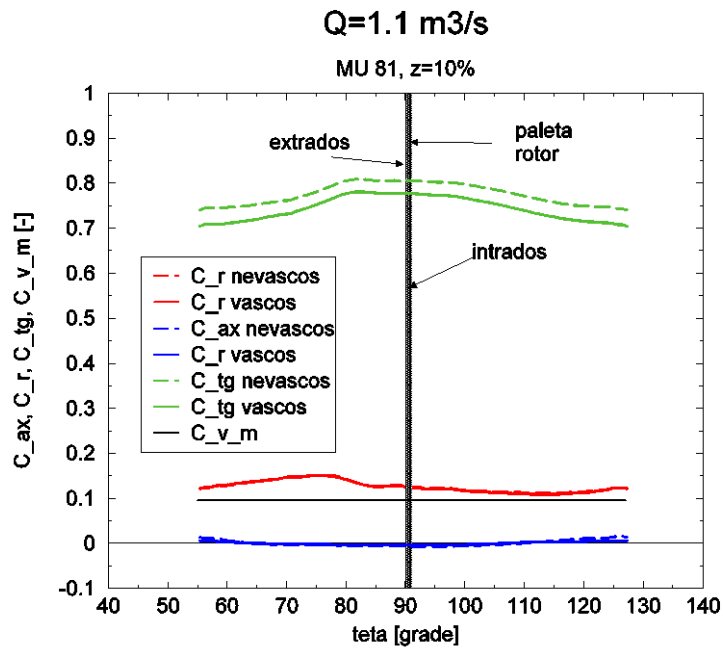


Figura 6.63. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

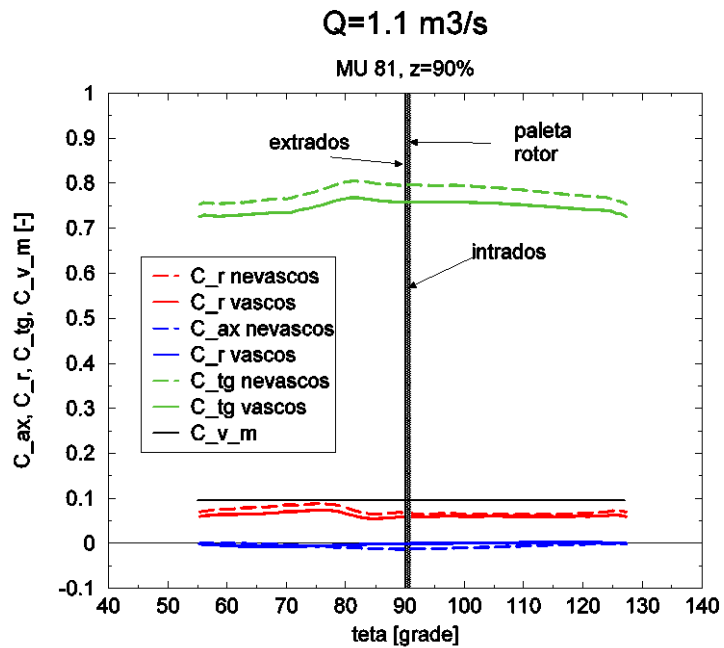


Figura 6.64. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă



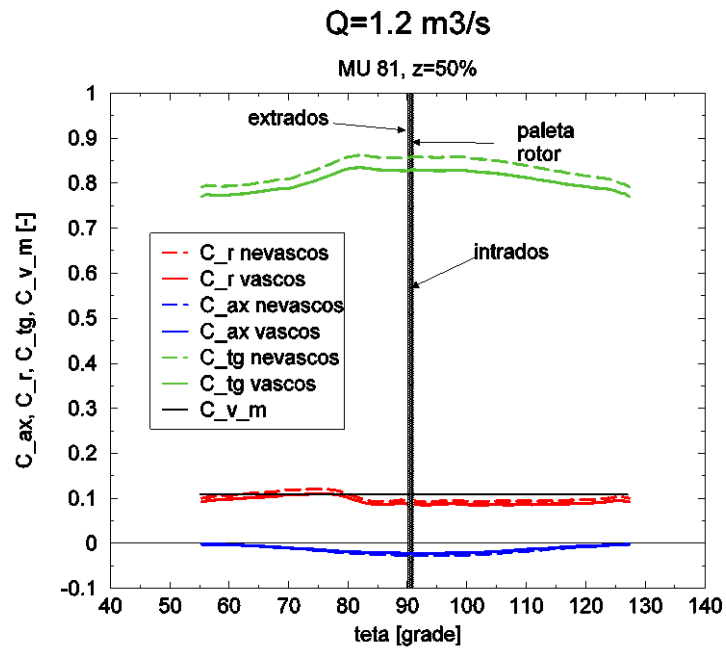


Figura 6.65. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

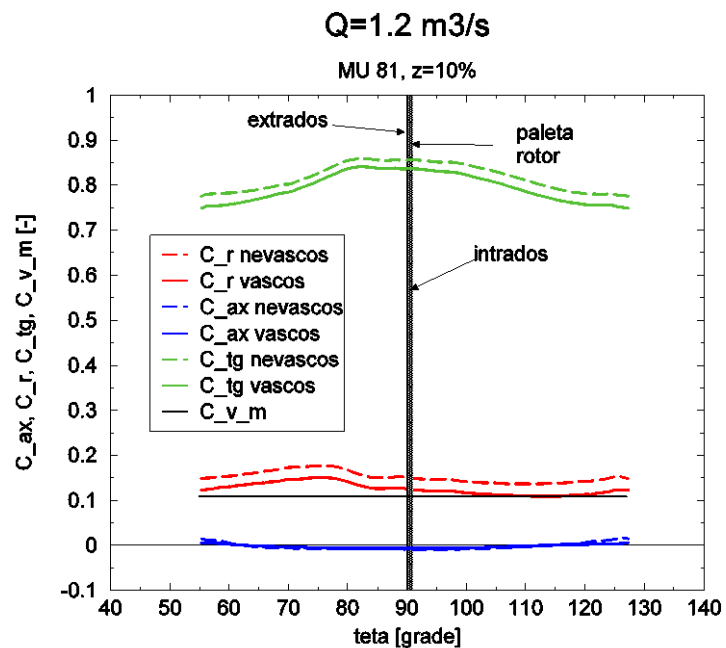


Figura 6.66. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

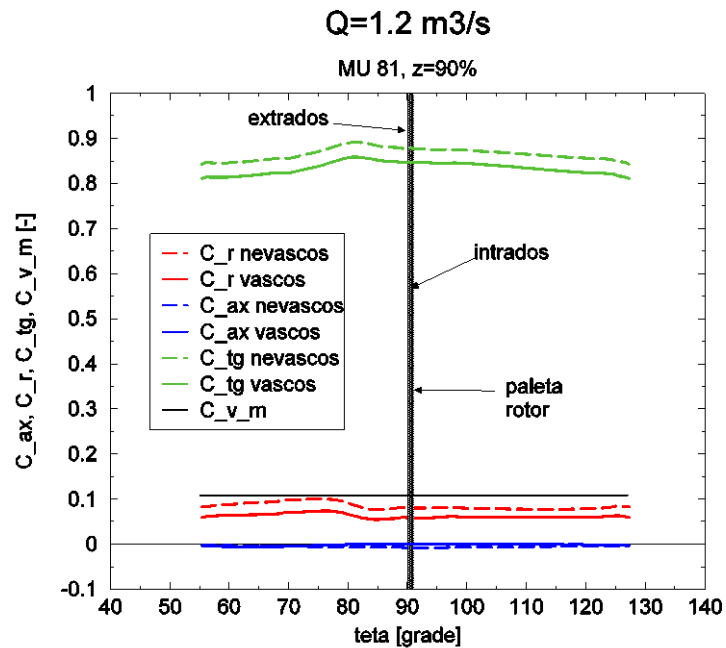


Figura 6.67. Distribuția celor patru coeficienți de viteză pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

Și pentru debitul maxim,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , valorile componente tangențiale de viteză corespunzătoare lichidului ideal, pentru toate cele trei secțiuni de analiză, sunt mai mari cu până la maximum 5% față de cele ale lichidului real. Explicația acestei diferențe sunt tot efectele vâscoase care nu sunt luate în calcul de simularea numerică a curgerii lichidului ideal.

În ceea ce privește componenta axială a vitezei, diferențele între valorile corespunzătoare lichidului ideal și celui real sunt inexistente.

Pentru coeficientul componente radiale a vitezei apare o supraestimare cu aproximativ 3% a acestuia pentru lichidul ideal, în secțiunile din vecinătatea inelului ( $z = 10\%$ ) și a coroanei ( $z = 90\%$ ), iar pentru secțiunea mijlocie a suprafeței de analiză,  $z = 50\%$ , valorile sunt identice. Acest lucru se întâmplă deoarece efectele vâscoase au un rol mai important în vecinătatea frontierelor solide ale domeniului de analiză.

Distribuția pe secțiunea de ieșire din rotor a coeficienților componentelor de viteză este aproximativ identică pentru toate cele cinci puncte de funcționare analizate numeric deoarece domeniul debitelor ce caracterizează punctele de funcționare variază cu  $\pm 18\%$  în preajma punctului optim de funcționare.

### 6.1.5. Comparație între coeficienții de viteză pentru cele cinci puncte de funcționare, lichid real

Din comparația distribuției coeficienților de viteză axială pentru cele cinci puncte de funcționare, pe cele trei secțiuni de analiză situate pe suprafața de ieșire, figurile 6.68 – 6.70, se observă că această componentă a vitezei este aproximativ zero pentru cele două secțiuni din vecinătatea inelului ( $z = 10\%$ ) și coroanei ( $z = 90\%$ ) la toate punctele de funcționare, și are o valoare diferită de zero în secțiunea

mijlocie ( $z = 50\%$ ) pentru debitele diferite de cel optim, lucru care indică prezența unei mișcări secundare ce consumă din energia curentului de lichid.

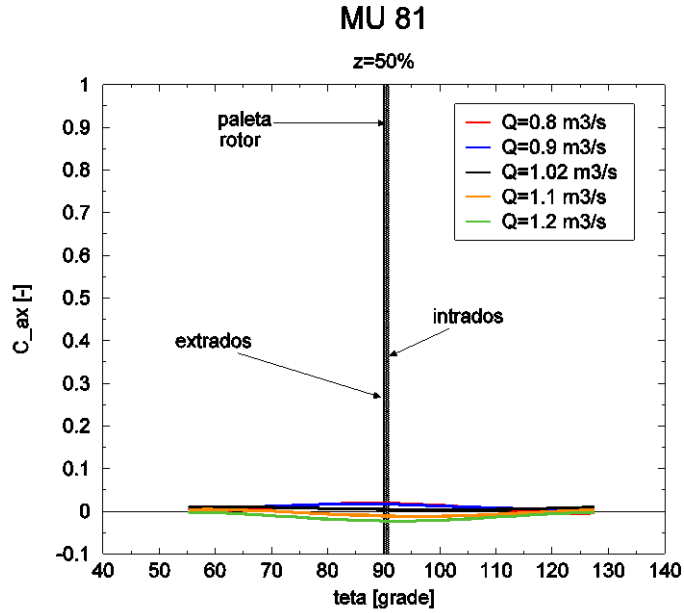


Figura 6.68. Distribuția coeficientului de viteză axială pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

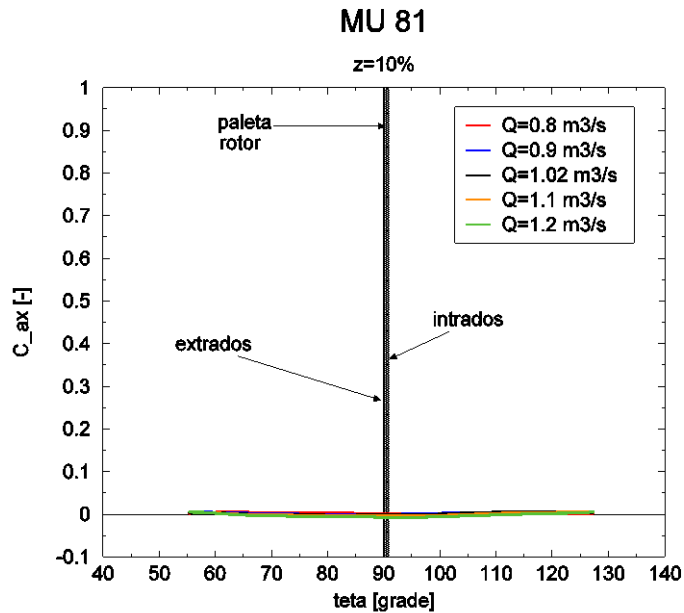


Figura 6.69. Distribuția coeficientului de viteză axială pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

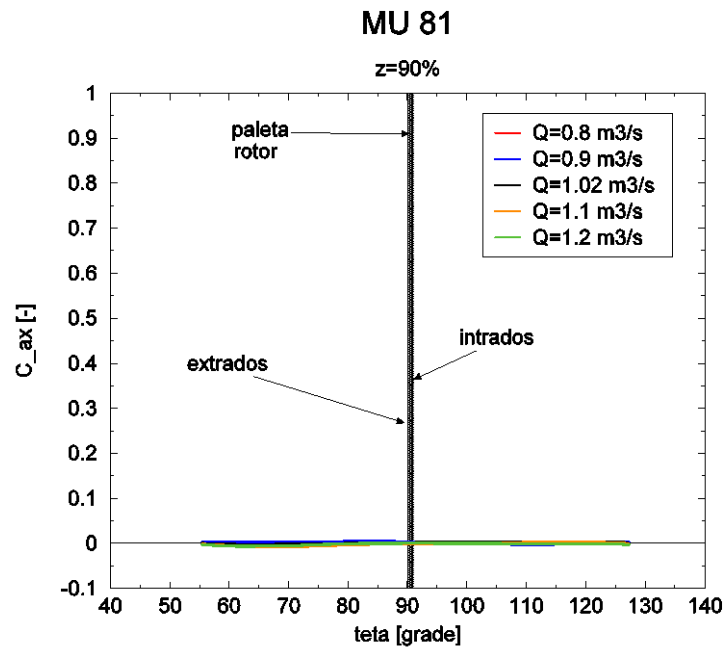


Figura 6.70. Distribuția coeficientului de viteză axială pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

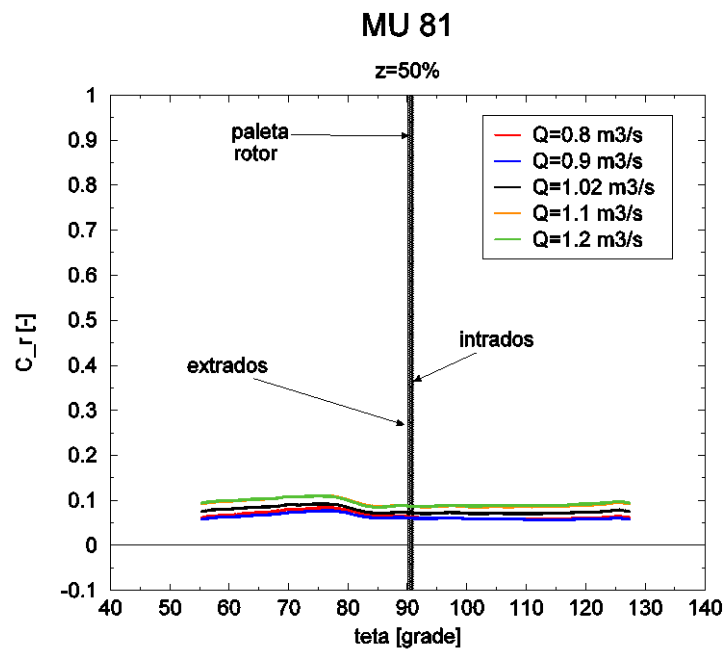


Figura 6.71. Distribuția coeficientului de viteză radială pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

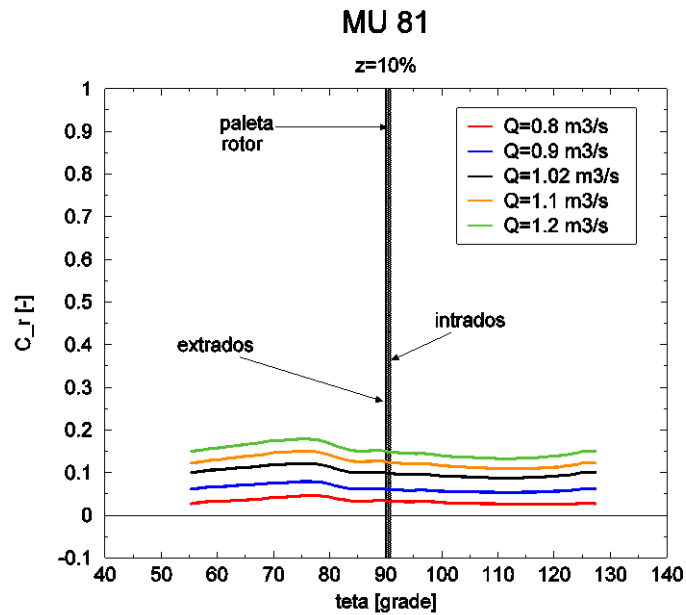


Figura 6.72. Distribuția coeficientului de viteză radială pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

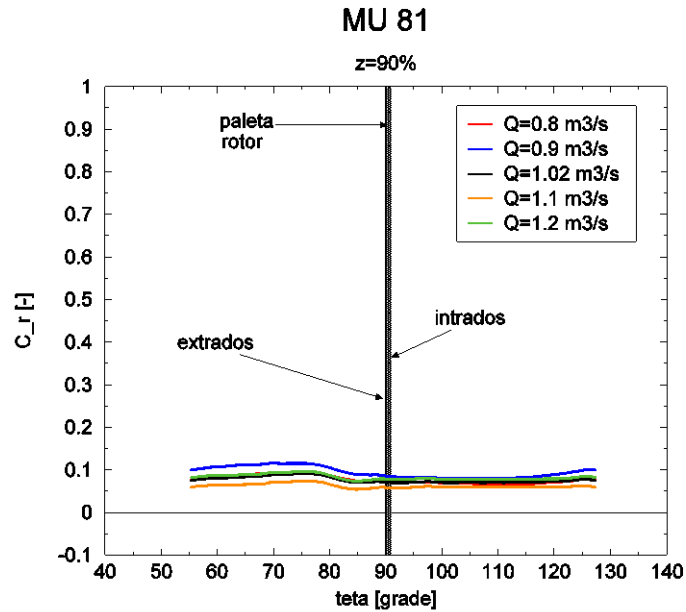


Figura 6.73. Distribuția coeficientului de viteză radială pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

Analizând figurile 6.71 – 6.73 se observă că diferențele între valorile coeficientului de viteză radială pentru cele cinci puncte de funcționare sunt sub 2% pentru secțiunea mijlocie ( $z = 50\%$ ) și pentru secțiunea din vecinătatea coroanei ( $z$

= 90%) și doar pentru secțiunea din vecinătate inelului ( $z = 10\%$ ) se observă o creștere cu aproximativ 5% pe măsură ce crește și debitul. Acest lucru indică o concentrare a debitului de lichid în zona din vecinătatea inelului.

**MU 81**

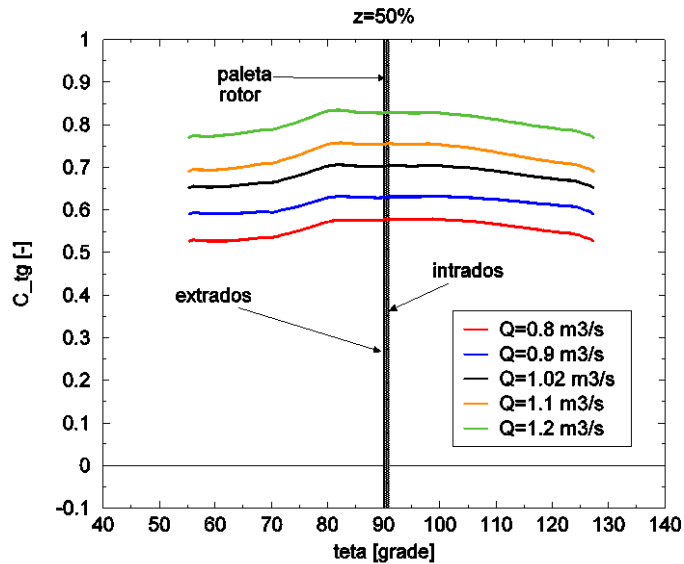


Figura 6.74. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe secțiunea  $z = 50\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

**MU 81**

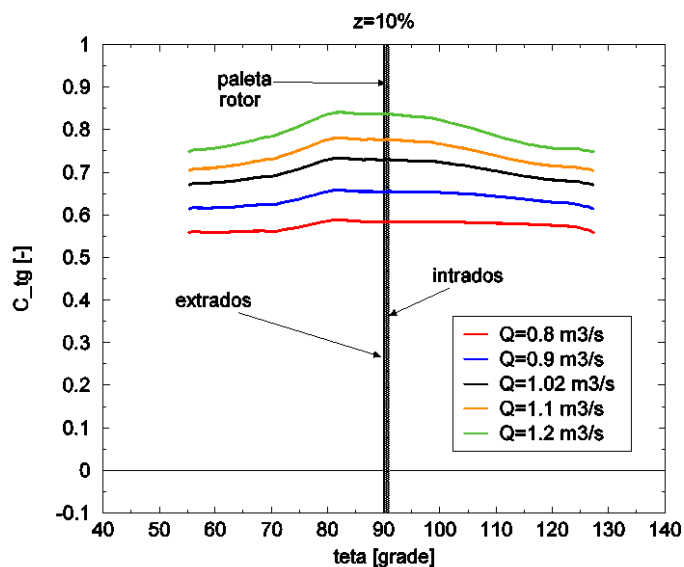


Figura 6.75. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe secțiunea  $z = 10\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

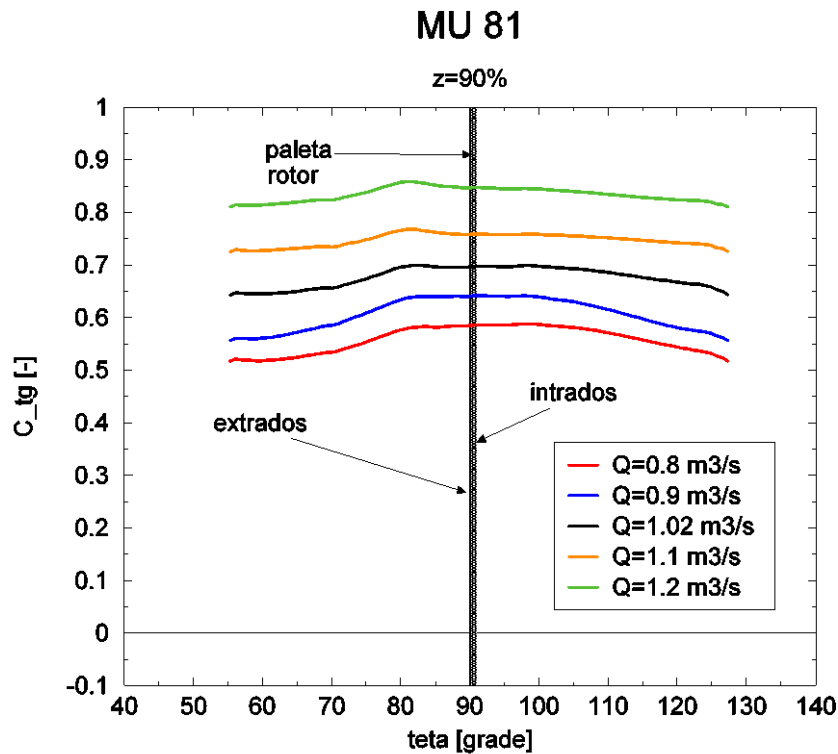


Figura 6.76. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe secțiunea  $z = 90\%$  a suprafeței de ieșire din rotorul pompei MU 81 pentru cele cinci debite, curgere vâscoasă

În ceea ce privește distribuția coeficientului de viteză tangențială, figurile 6.74 – 6.76, se observă că pentru toate cele trei secțiuni de analiză are loc o creștere aproximativ constantă cu 8% a valorii coeficientului de viteză tangențială odată cu creșterea valorii debitului caracteristic fiecărui punct de funcționare investigat numeric.

## 6.2. Distribuția vitezei pe suprafața de ieșire a conductei de aspirație

Câmpul hidrodinamic amonte de rotor a fost investigat pe o suprafață inelară, și s-au utilizat aceiași coeficienți ai componentelor de viteză definiți cu relațiile (6.1), (6.2) și (6.3) și a căror orientare e prezentată în figura 6.1.

Figura 6.77 prezintă cele 3 secțiuni de pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație, situate la trei valori diferite ale coordonatei  $r$ , pe care s-a reprezentat distribuția coeficienților de viteză axială, radială și tangențială. Reprezentarea distribuției valorilor celor trei coeficienți de viteză s-a făcut pentru punctul optim de funcționare și pentru celelalte patru puncte de funcționare diferite de punctul optim, atât pentru curgerea nevâscoasă cât și pentru cea vâscoasă.

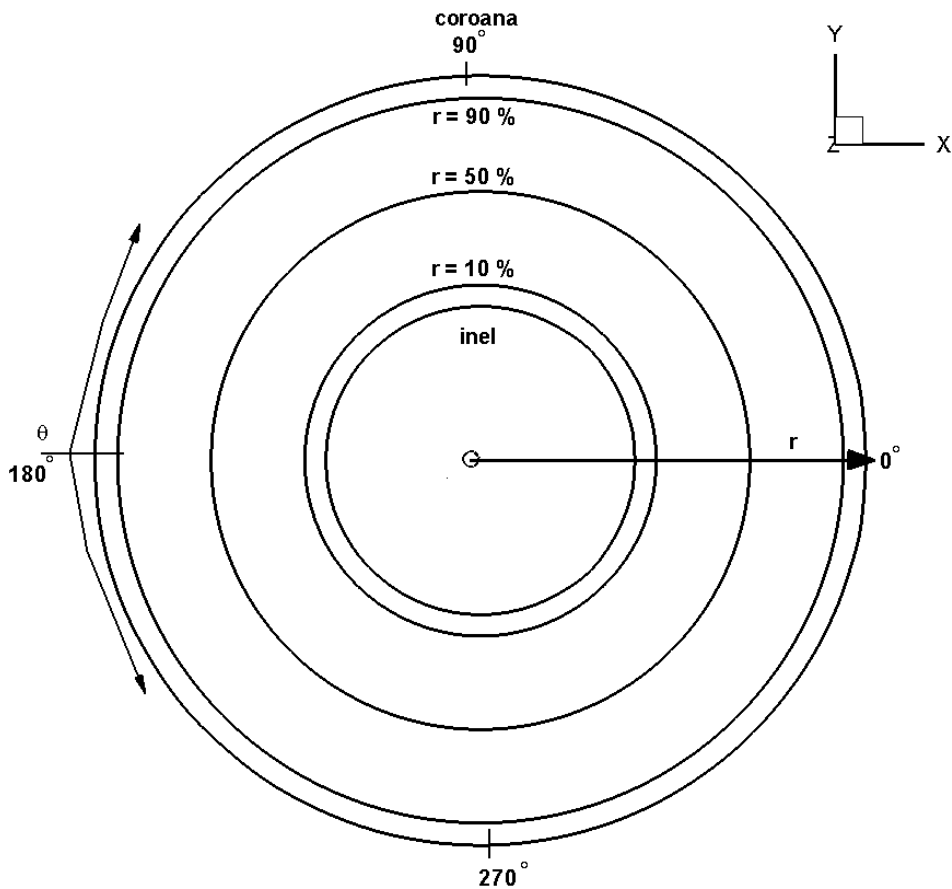


Figura 6.77. Suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 cu evidențierea celor trei secțiuni de analiză

### 6.2.1. Distribuția vitezei pe secțiunea de ieșire a conductei de aspirație pentru punctul optim de funcționare, lichid real și ideal

Din figurile 6.78 și 6.79 se observă că apare o dâră hidrodinamică la valoarea de  $180^\circ$ , unde valoarea coeficientului componente axiale a vitezei corespunzătoare secțiunii  $r = 90\%$  este minimă. Acest fenomen apare datorită prezenței în acea zonă a peretelui despărțitor dintre cele două brațe ale tronsonului de aspirație. Se remarcă faptul că valorile coeficienților de viteză axială caracteristici lichidului ideal au valori mai mari decât cei ai lichidului real pentru toate cele trei secțiuni de analiză, mai ales în zona unde apare dâra hidrodinamică, unde diferențele ajung până la 12%, din cauza faptului că efectele vâscoase sunt pregnante în această zonă, iar simularea numerică a curgerii nevâscoase nu ia în calcul aceste efecte.



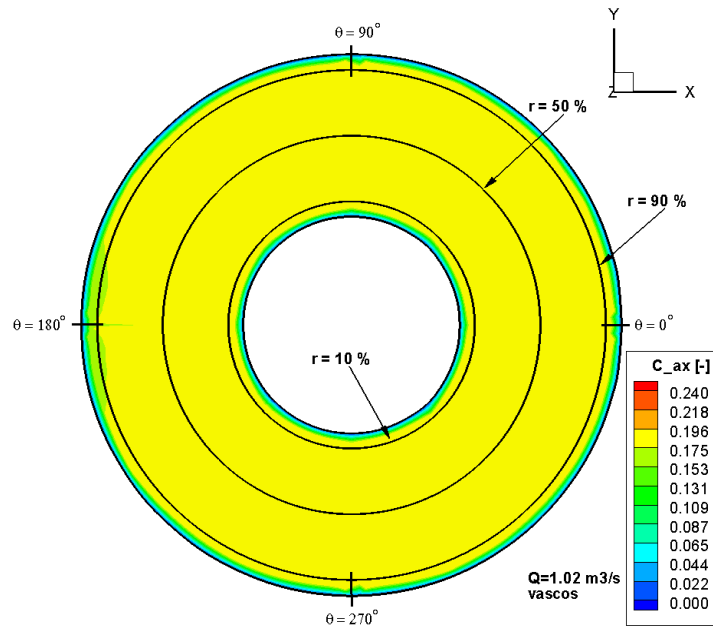


Figura 6.78. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

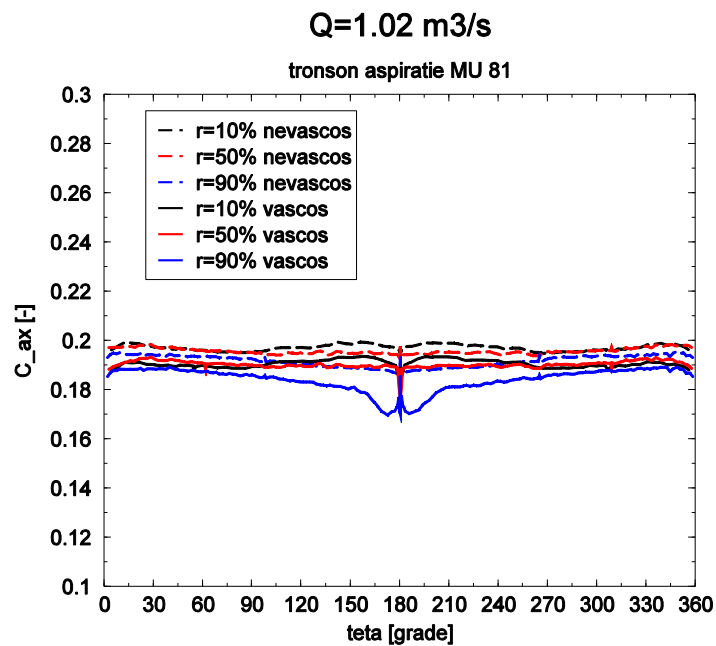


Figura 6.79. Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

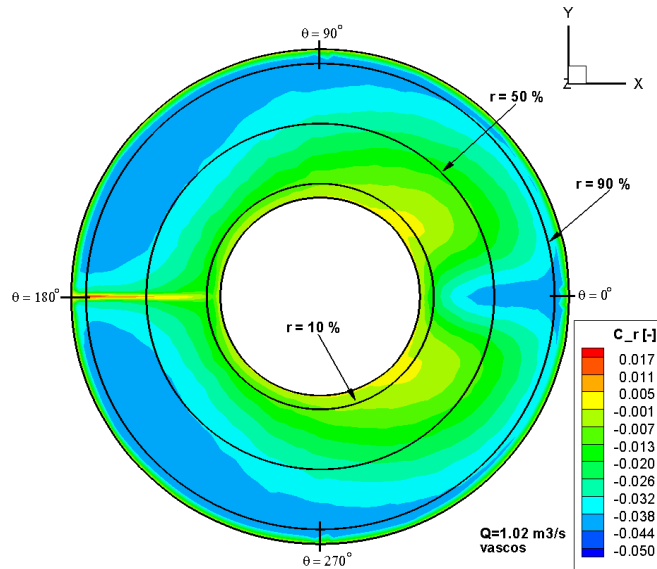


Figura 6.80. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

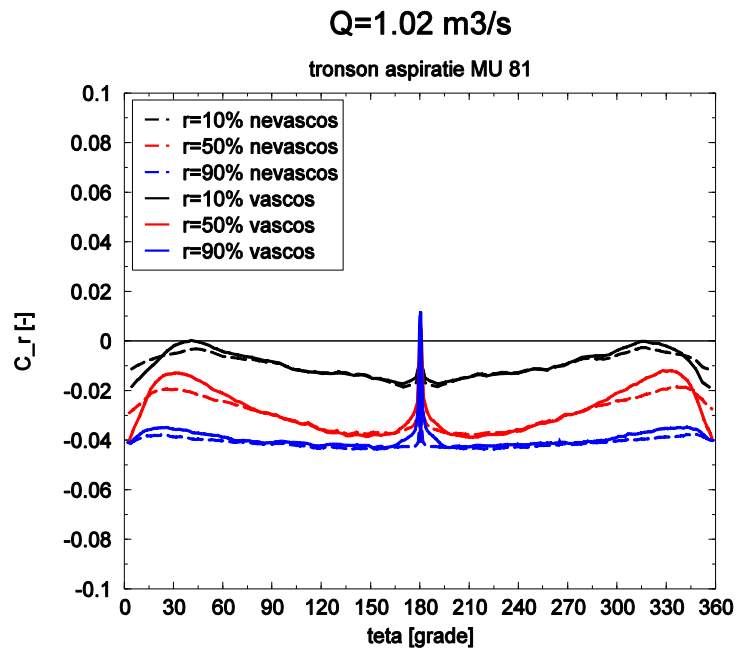


Figura 6.81. Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din analiza figurilor 6.80 și 6.81 reiese că pentru valori ale unghiului  $\theta$  de  $30^\circ$  și  $330^\circ$ , în apropierea peretelui interior,  $r = 10\%$ , apare o zonă cu viteză radială aproape nulă din cauza faptului că se întâlnesc doi curenți de sens contrar și

valoare absolută a vitezei aproximativ egală. De asemenea, diferențele dintre valorile coeficienților de viteză radială corespunzătoare lichidului vâscos și celui nevâscos sunt aproximativ nule, mai puțin în zona unde  $\theta = 30^\circ$  și  $\theta = 330^\circ$ , în care apar diferențe între valorile lichidului ideal și ale celui real de până la 33%.

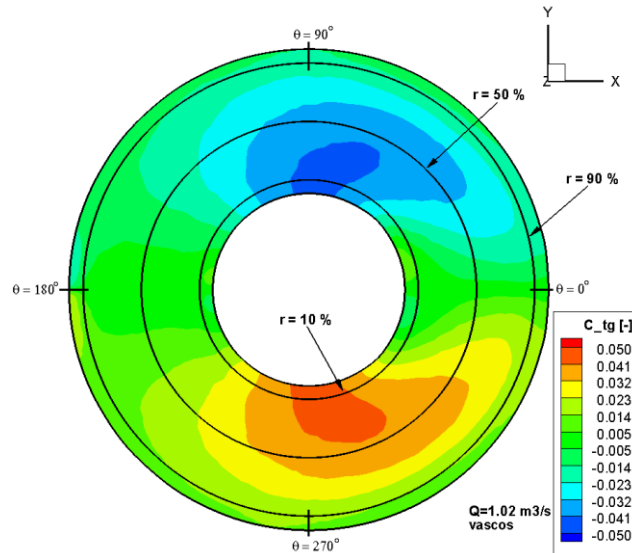


Figura 6.82. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscosă

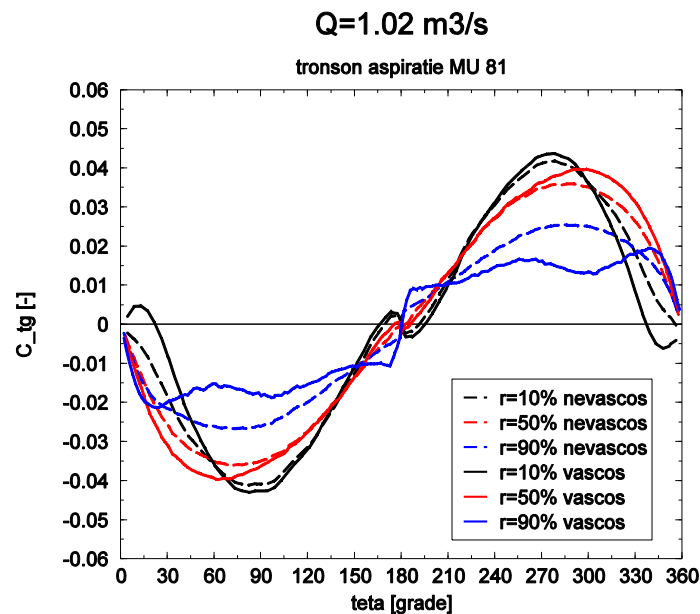


Figura 6.83. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscosă și nevâscosă

Figurile 6.82 și 6.83 subliniază existența unei variații pronunțate a vitezei tangențiale pe secțiune, datorate formei complexe a cotului de pe tronsonul de aspirație, astfel apărând două valori maxime, dar de semn contrar, la valori ale unghiului  $\theta$  de  $90^\circ$  și  $270^\circ$ . Diferența între coeficientul vitezei tangențiale de la raza  $r = 10\%$  și cel de la raza  $r = 90\%$ , pentru cele două valori ale unghiului  $\theta$ , este de aproximativ 160%. Acest lucru indică prezența unei curgeri nestaționare la intrarea în rotorul pompei centrifuge, chiar și la punctul optim de funcționare. În ceea ce privește curgerea ideală și cea reală, se remarcă o diferență a valorii coeficienților de viteză tangențială ai lichidului ideal și real mai ales în secțiunea  $r = 90\%$  din vecinătatea peretelui exterior al conductei, unde valoarea maximă a acestei diferențe este de aproximativ 100% și se întâlnește la valorile unghiului  $\theta$  de  $90^\circ$  și  $270^\circ$ . Apare o supraestimare în valoare absolută a coeficientului de viteză tangențială pentru curgerea ideală, din cauza neluării în considerare de către simularea numerică a curgerii ideale a efectelor vâscoase.

### **6.2.2. Distribuția vitezei pe secțiunea de ieșire a conductei de aspirație în afara punctului optim de funcționare**

Din analiza figurilor 6.84 - 6.91 reiese că valorile coeficientului de viteză axială corespunzător lichidului real nu diferă semnificativ în cele două secțiuni de analiză  $r = 10\%$  și  $r = 50\%$ . O diferență se observă în ce privește valorile acestui coeficient în secțiunea  $r = 90\%$  unde se face simțită prezența dărei hidrodinamice și drept urmare valorile coeficientului de viteză axială, corespunzătoare lichidului real, au o valoare mai mică cu până la 15% decât în celelalte două secțiuni de analiză, în special în zona în care  $\theta = 180^\circ$ . Componenta axială a vitezei, fiind componenta debitantă, înregistrează o creștere pe măsură ce crește debitul specific fiecărui din cele patru puncte de funcționare.

Se remarcă faptul că valorile coeficienților de viteză axială caracteristici lichidului ideal au valori mai mari decât cei ai lichidului real pentru toate cele trei secțiuni de analiză și pentru toate cele patru puncte de funcționare, precum și faptul că simularea numerică a curgerii nevâscoase nu surprinde dăra ce se formează în zona de separație a tronsonului de aspirație.

Așa cum reiese din figurile 6.84 și 6.85, structura distribuției pe suprafața de ieșire din tronsonul de aspirație a componentei axiale de viteză, pentru punctul de funcționare caracterizat de debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , este identică cu cea de la punctul optim de funcționare, analizată anterior. Acest lucru apare deoarece domeniul debitelor analizate numeric nu este foarte extins, diferența dintre debitul minim și cel maxim fiind de 27.5%

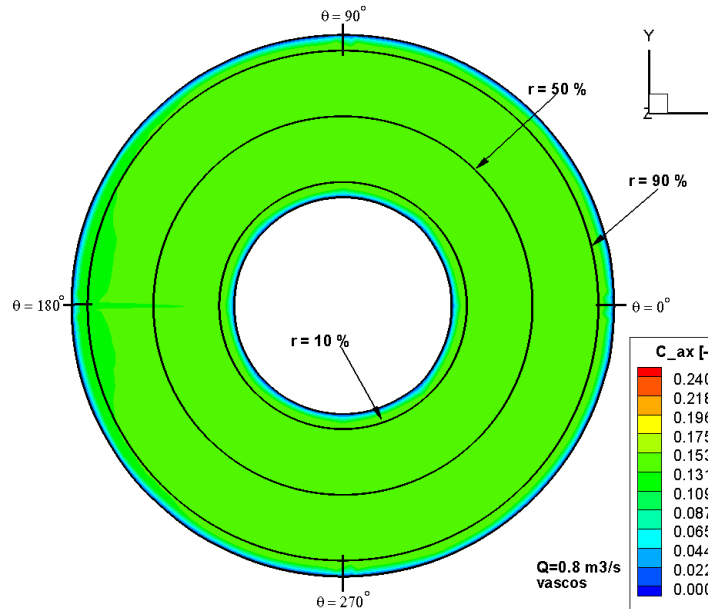


Figura 6.84. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

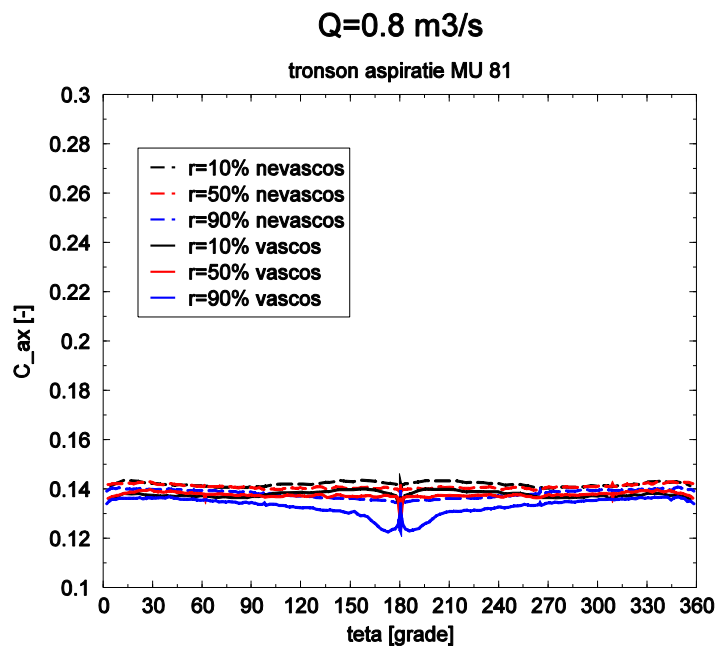


Figura 6.85. Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

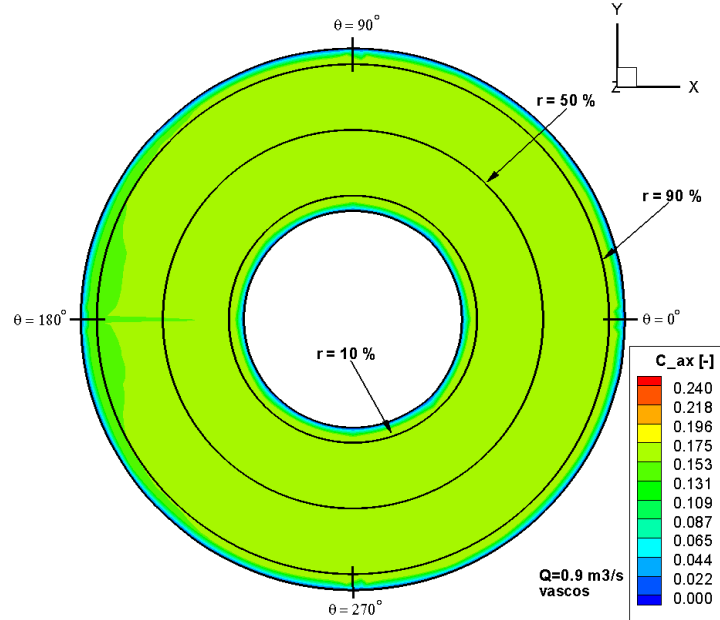


Figura 6.86. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

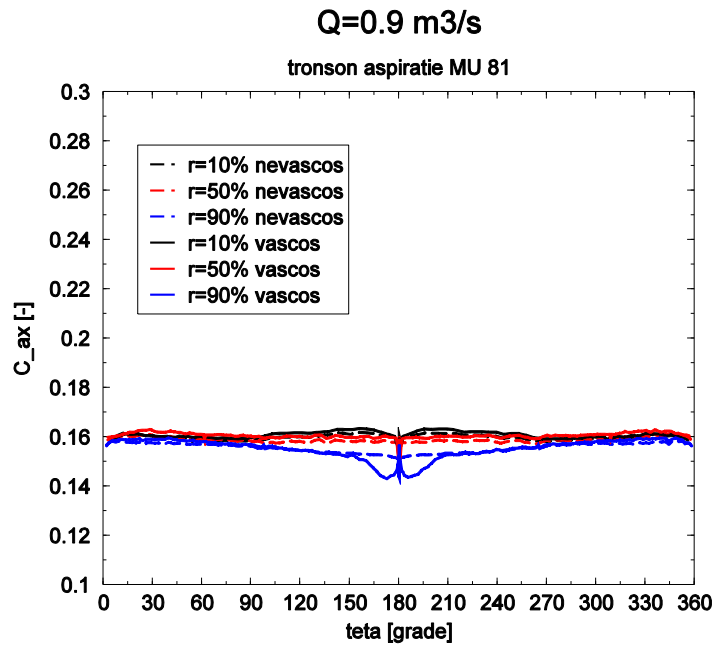


Figura 6.87. Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

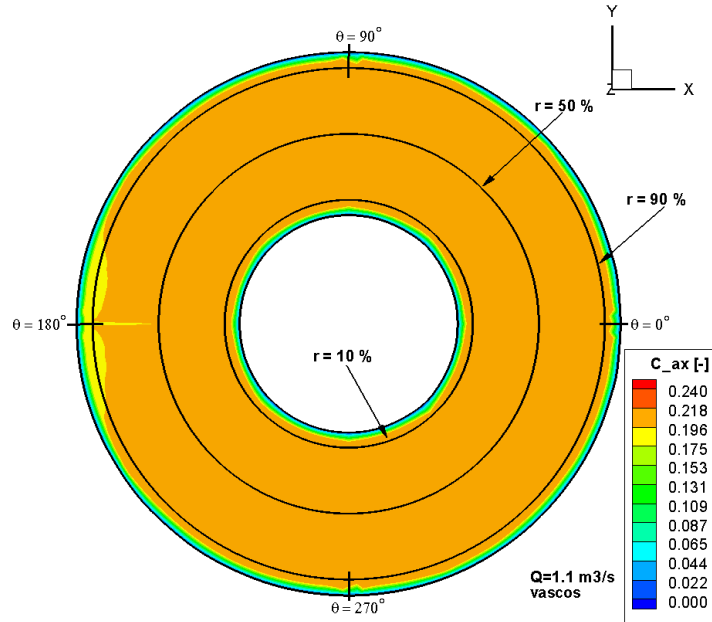


Figura 6.88. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

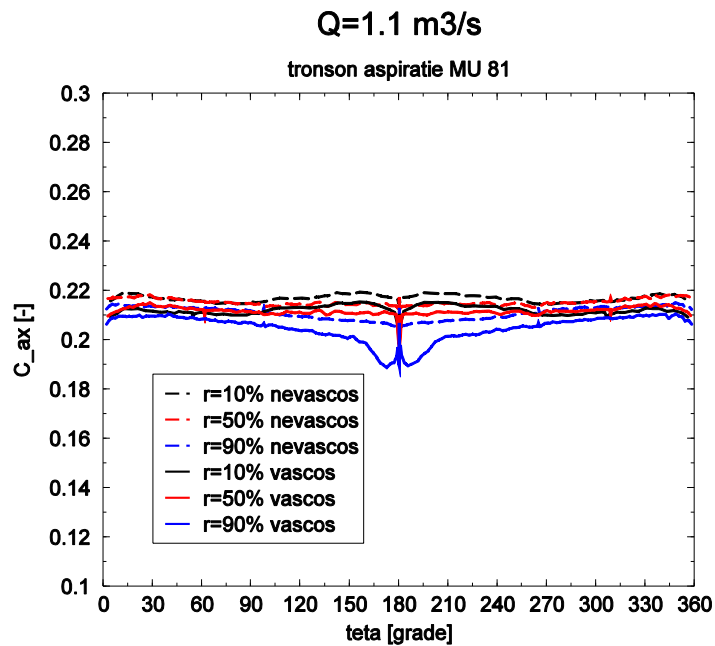


Figura 6.89. Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

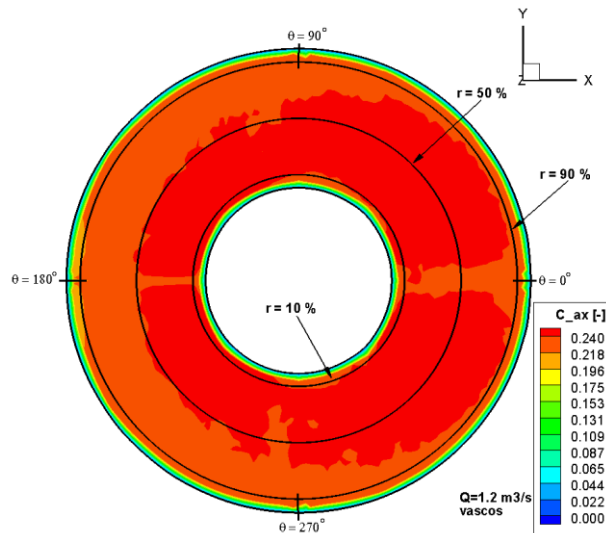


Figura 6.90. Distribuția coeficientului de viteză axială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

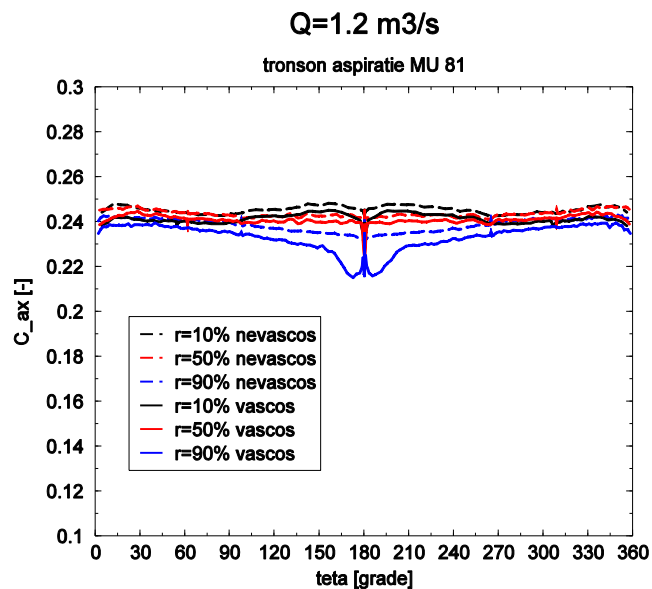


Figura 6.91. Distribuția coeficientului de viteză axială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din figurile 6.90 și 6.91 se observă că din cauza plasării debitului maxim analizat numeric cu doar 17.6% peste debitul optim, structura distribuției componente axiale se păstrează. Diferența maximă între valorile componente axiale a vitezei corespunzătoare lichidului ideal și celui real apare pentru secțiunea din vecinătatea peretelui exterior,  $r = 90\%$ , în zona în care își face simțită prezența dăra hidrodinamică,  $\theta = 180^\circ$ , și are o valoare de 15%.



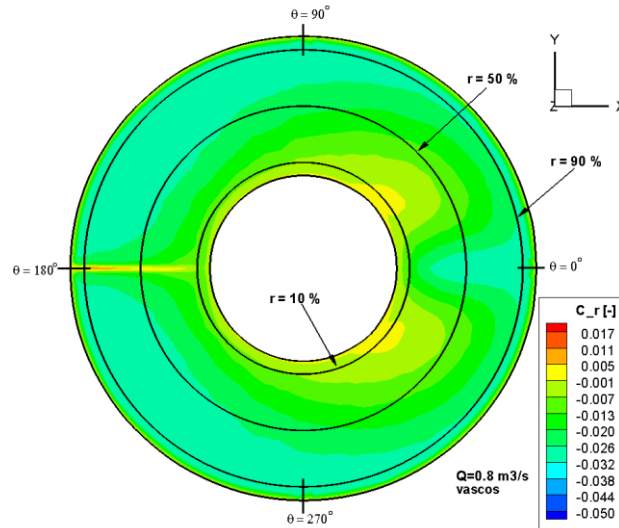


Figura 6.92. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

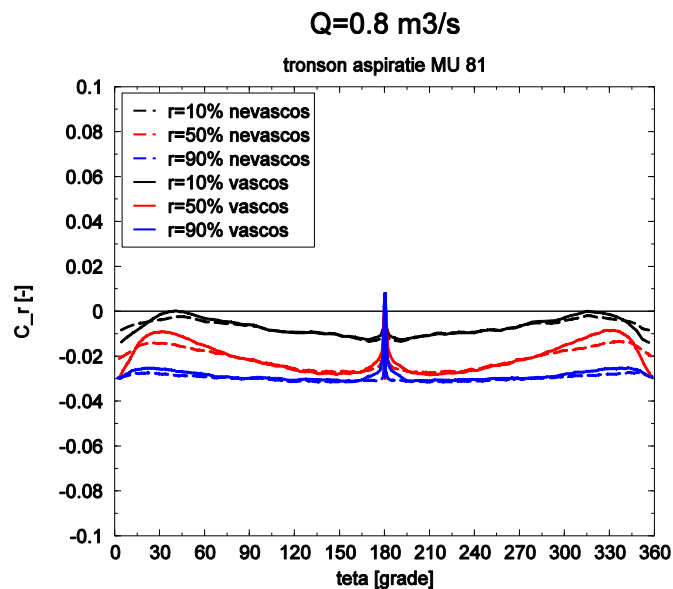


Figura 6.93. Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

Pentru debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$  diferențele apărute între valorile componentei axiale de viteză corespunzătoare lichidului real și celui ideal sunt semnificative doar pentru secțiunea mijlocie de analiză,  $r = 50\%$ , a suprafeței de ieșire din tronsonul de aspirație, ajungând la 50% pentru valori ale unghiului  $\theta = 30^\circ$  și  $\theta = 330^\circ$ . Prezența dărei hidrodinamice este dovedită de valori aproximativ nule ale componentei radiale pentru toate cele trei secțiuni de analiză la unghiul  $\theta = 180^\circ$ .

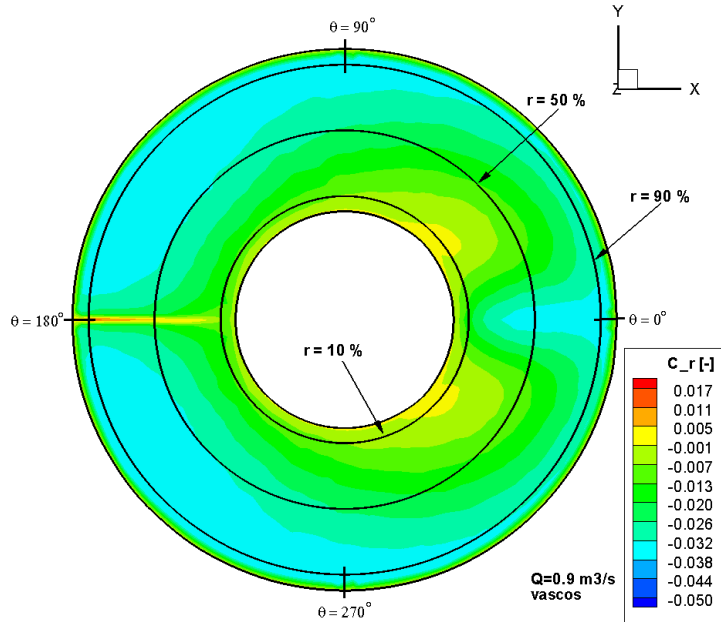


Figura 6.94. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

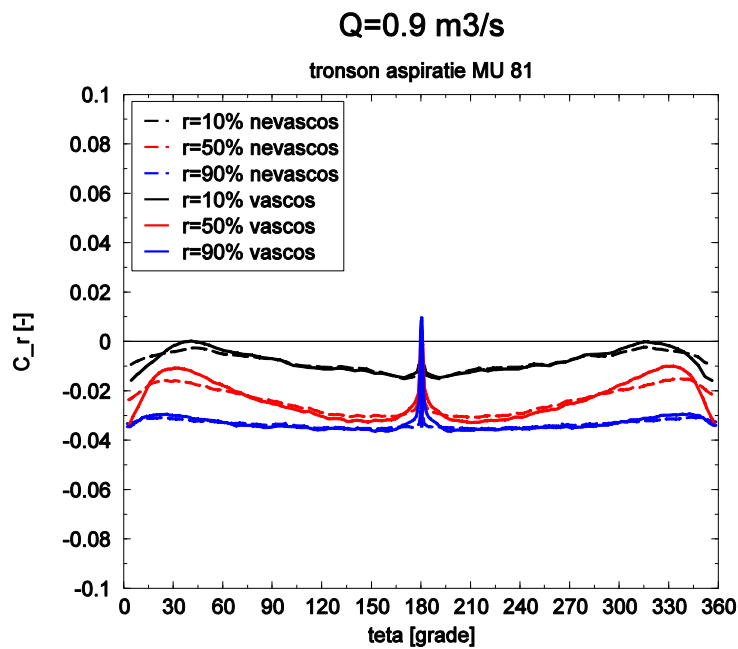


Figura 6.95. Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

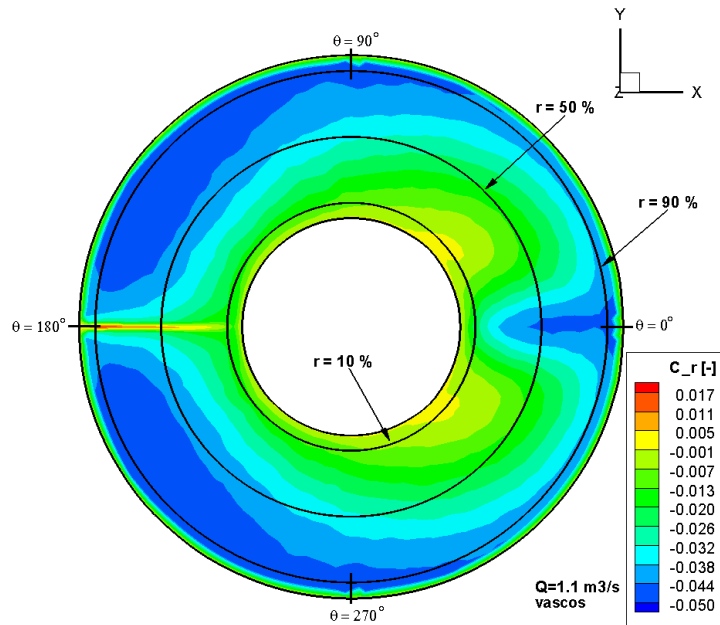


Figura 6.96. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

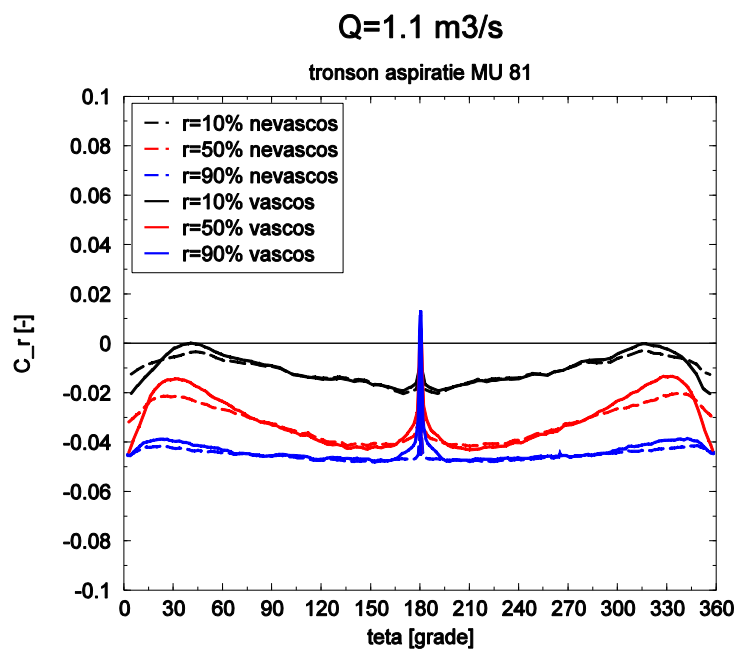


Figura 6.97. Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

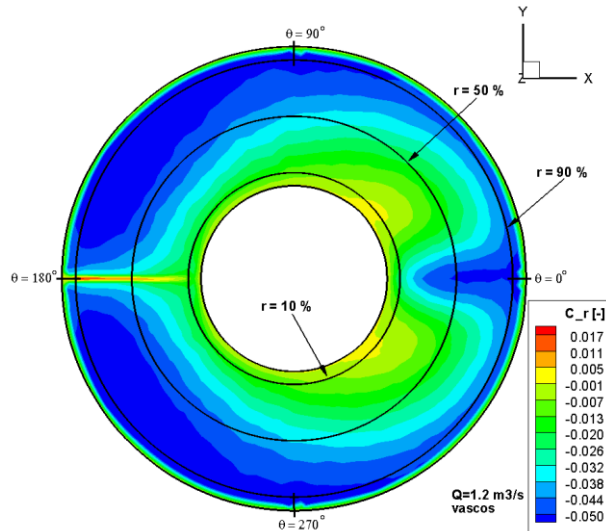


Figura 6.98. Distribuția coeficientului de viteză radială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

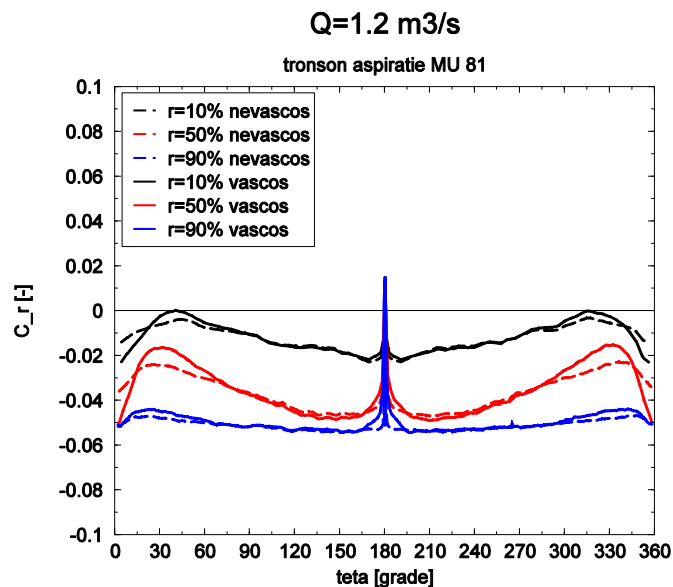


Figura 6.99. Distribuția coeficientului de viteză radială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din figurile 6.92 - 6.99 rezultă faptul că structura distribuției coeficientului de viteză radială pentru cele patru puncte de funcționare este identică cu distribuția întâlnită la punctul optim de funcționare, astfel că zona cu viteză radială nulă, din vecinătatea peretelui interior,  $r = 10\%$ , este prezentă la toate cele patru situații analizate numeric. Valorile coeficienților de viteză radială pot fi considerate identice pentru lichidul vâscoș și cel nevâscoș în secțiunile  $r = 10\%$  și  $r = 90\%$ , mai puțin în secțiunea  $r = 50\%$  în zona în care  $\theta = 30^\circ$  și  $\theta = 330^\circ$ , unde valorile

corespunzătoare lichidului real sunt mai mari cu până la 50% față de cele ale lichidului ideal. Și pentru debitul maxim  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$  se observă prezența dărei la o valoare a unghiului  $\theta = 180^\circ$ . Valorile absolute ale componentei radiale a vitezei au valori maxime față de celelalte puncte de funcționare, iar diferențele între valorile corespunzătoare lichidului real și celui ideal sunt maxime, 50%, tot pentru secțiunea mijlocie,  $r = 50\%$ , în zona valorilor unghiului  $\theta = 30^\circ$  și  $\theta = 330^\circ$ .

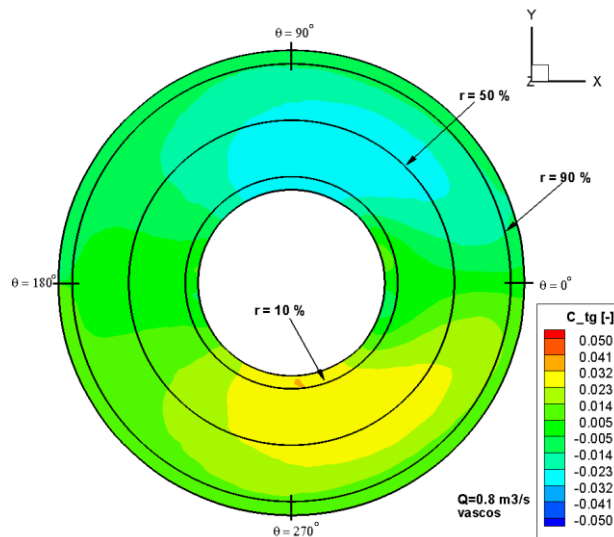


Figura 6.100. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

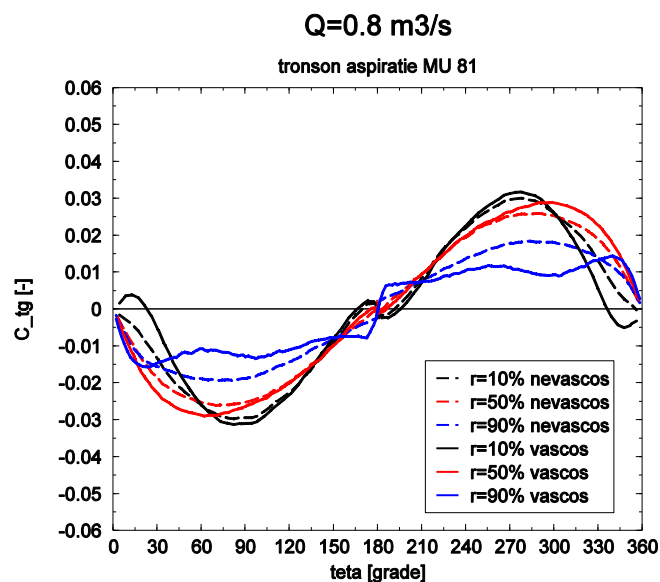


Figura 6.101. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

Pentru debitul minim analizat numeric,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , valorile maxime, dar de sens contrar ale componentei tangențiale a vitezei au valori mai scăzute decât la punctul optim de funcționare și se întâlnesc tot pentru valori ale unghiului  $\theta = 90^\circ$  și  $\theta = 270^\circ$ . Acest lucru va duce la apariția unei curgeri mai puțin nestaționare decât la punctul optim.

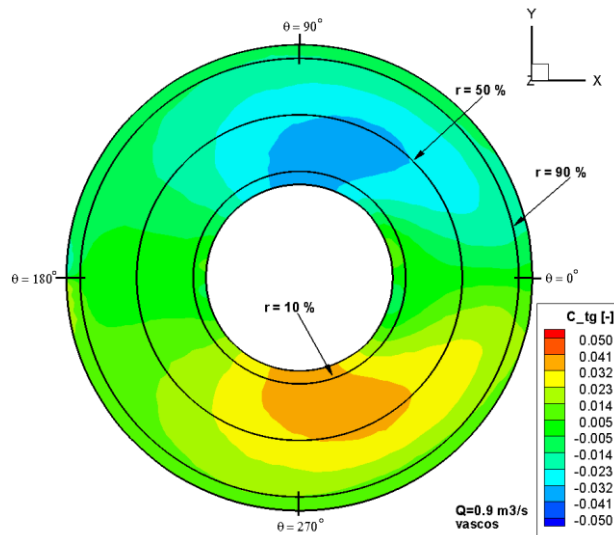


Figura 6.102. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

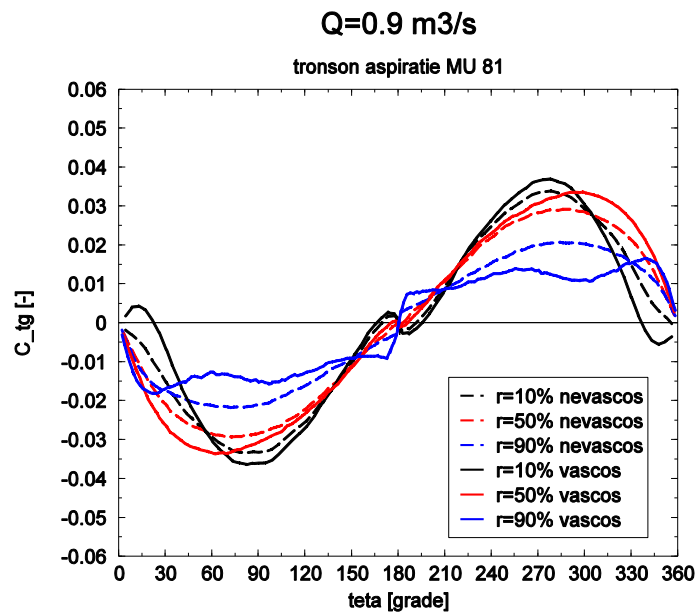


Figura 6.103. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

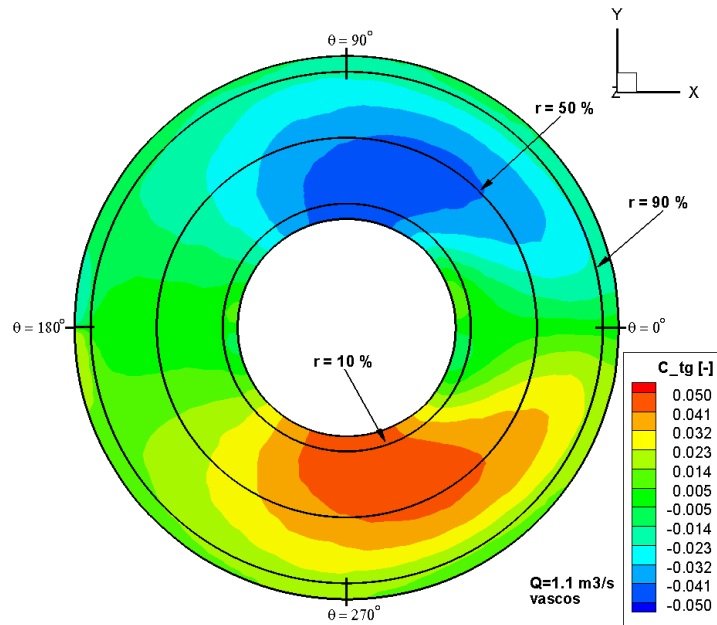


Figura 6.104. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

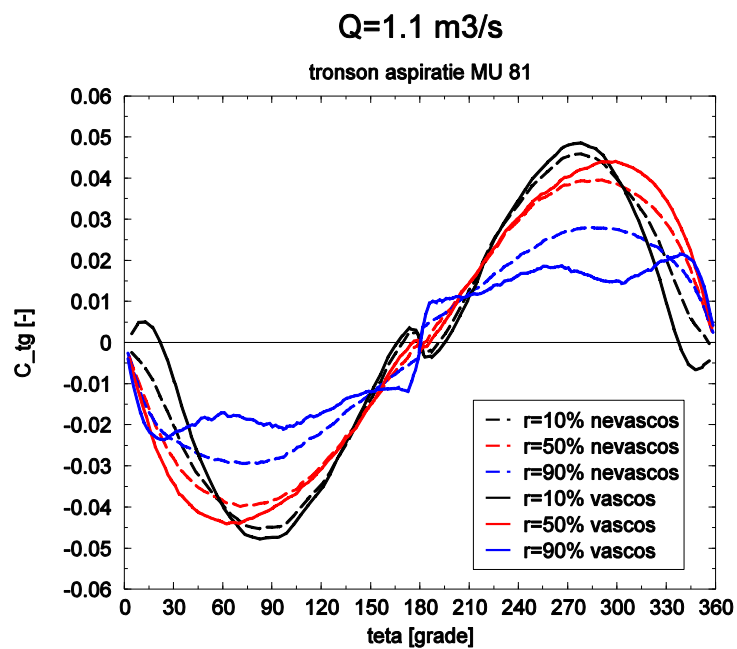


Figura 6.105. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

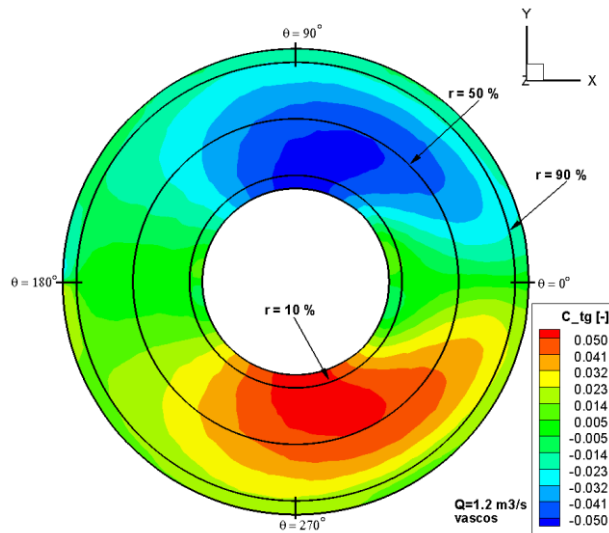


Figura 6.106. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe suprafața de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

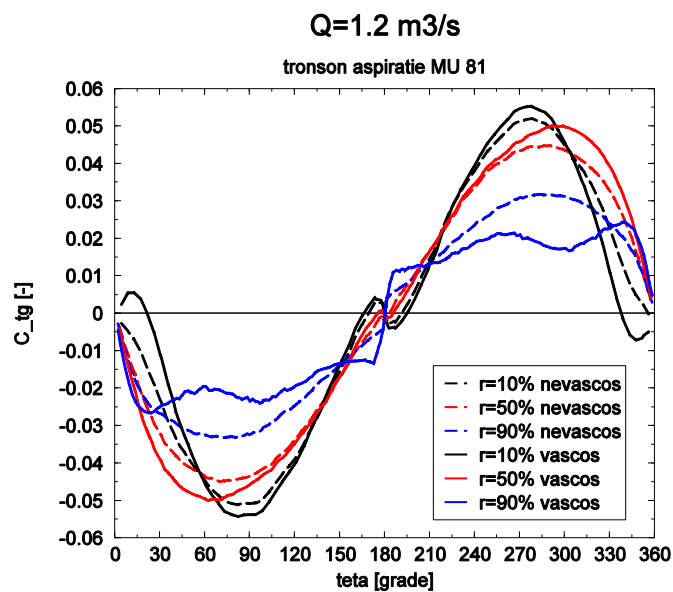


Figura 6.107. Distribuția coeficientului de viteză tangențială pe cele trei secțiuni ale suprafeței de ieșire din conducta de aspirație a pompei MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din analiza figurilor 6.106 și 6.107 reiese că pentru debitul maxim modelat numeric curgerea are cel mai puternic caracter nestaționar dintre toate punctele studiate. Acest lucru este dovedit de valorile maxime, dar de sens opus, ale componenteii tangențiale a vitezei care ajung la 0.07.

Figurile 6.100 – 6.107 prezintă distribuția coeficientului de viteză tangențială pe secțiunea de ieșire din tronsonul de aspirație la punctele de funcționare diferite



de cel optim. Se poate observa o variație accentuată a acestui coeficient de viteză pe întreaga secțiune, pentru toate cele patru puncte de funcționare, obținându-se, pentru secțiunile  $r = 10\%$  și  $r = 50\%$ , două valori maxime de sens contrar la valori ale unghiului  $\theta = 90^\circ$  și  $\theta = 270^\circ$ . Aceste valori maxime se datoresc formei cotului de pe tronsonul de aspirație și cresc pe măsură ce crește și debitul. Acest lucru duce la creșterea caracterului netaționar al curgerii la intrarea în rotorul de pompă centrifugă, care va duce la o funcționare nesatisfăcătoare a pompei din punct de vedere energetic și cavitațional.

Diferențele între valorile coeficientului de viteză tangențială corespunzător lichidului ideal și celui real sunt mai accentuate pentru secțiunea  $r = 90\%$  din vecinătatea peretelui exterior, ajungând până la 100% în zona în care  $\theta = 90^\circ$  și  $\theta = 270^\circ$ . Pentru celelalte două secțiuni de analiză,  $r = 10\%$  și  $r = 50\%$ , diferențe semnificative de până la 12% se întâlnesc doar în zona în care  $\theta = 90^\circ$  și  $\theta = 270^\circ$ . Aceste diferențe apar datorită faptului că simularea numerică a curgerii ideale nu ia în calcul efectele vâscoase.

### 6.3. Distribuția coeficientului de presiune în conducta de aspirație

Se definește coeficientul de presiune ca diferența dintre presiunea statică dintr-un punct situat în interiorul conductei de aspirație,  $p_{asp}$ , și o presiune statică de referință, ce se va împărți la produsul dintre înălțimea de pompare,  $H$ , caracteristică fiecărui punct de funcționare, densitatea apei,  $\rho$ , și accelerația gravitațională,  $g$ . Presiunea statică de referință se va considera presiunea statică de pe suprafața de intrare în conducta de aspirație,  $p_{IN\_asp}$ .

$$C_p = \frac{p_{asp} - p_{IN\_asp}}{\rho g H} \quad (6.5)$$

Valorile presiunii statice, corespunzătoare punctelor din interiorul conductei de aspirație și utilizate pentru calculul coeficientului de presiune, rezultă în urma soluționării numerice cuplate a ecuațiilor ce caracterizează câmpul de presiuni și de viteze al curgerii lichidului real. Pentru calculul valorii presiunii pe secțiunea de intrare în conducta de aspirație se folosește următoarea relație de calcul, Fluent, [35]:

$$p_{IN\_asp} = \frac{\int \rho \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}_{IN}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}_{IN}|} = \frac{\sum_{i=1}^n \rho_i \rho_i |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_{IN\_i}|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_{IN\_i}|} \quad (6.6)$$

Sunt injectate câte zece linii de curent, în trei secțiuni distincte ale suprafeței de intrare ale conductei de aspirație. Prima secțiune este amplasată în vecinătatea peretelui exterior al conductei, a doua secțiune este poziționată în mijlocul suprafeței de intrare, iar cea de-a treia secțiune este poziționată în apropierea peretelui interior al conductei.

Pentru a caracteriza în mod cuprinzător distribuția coeficientului de presiune și evoluția liniilor de curent s-au realizat multiple figuri ce surprind variate vederi ale distribuției coeficientului de presiune și ale liniilor de curent pentru fiecare punct de funcționare analizat și pentru fiecare zonă de injectare a particulelor.

### 6.3.1. Distribuția coeficientului de presiune în conducta de aspirație la punctul optim de funcționare

Pentru toate cele trei situații de injectare de particule prezentate pentru punctul optim de funcționare se remarcă o frânare a curentului ce apare în mijlocul tronsonului de aspirație pe măsură ce apa se apropie de peretele despărțitor. Această frânare duce la apariția unor neuniformități ale câmpului de presiune pe cele două brațe ale tronsonului.

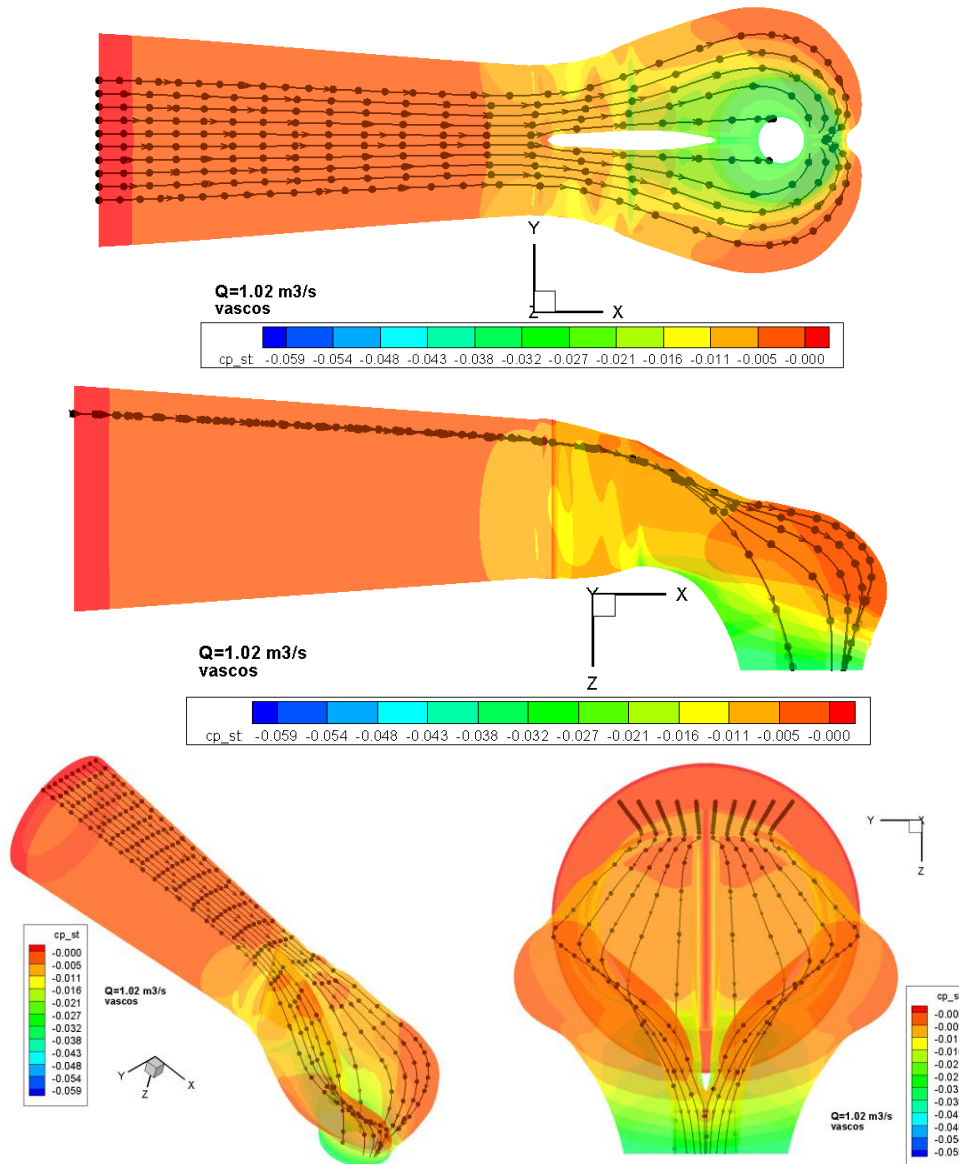


Figura 6.108. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea superioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

În figura 6.108 injecția de particule se realizează în vecinătatea peretelui exterior al conductei de aspirație. Trajectoriile particulelor sunt simetrice față de planul  $xOz$ , iar pentru această situație particulele de lichid sunt ghidate direct spre secțiunea diametral opusă zonei de intrare în conducta de aspirație a pompei MU 81. Datorită problemelor de proiectare a geometriei complexe a conductei de aspirație, se generează la intrarea în rotor un câmp de presiune neuniform care se reflectă în comportarea cavitațională și energetică.

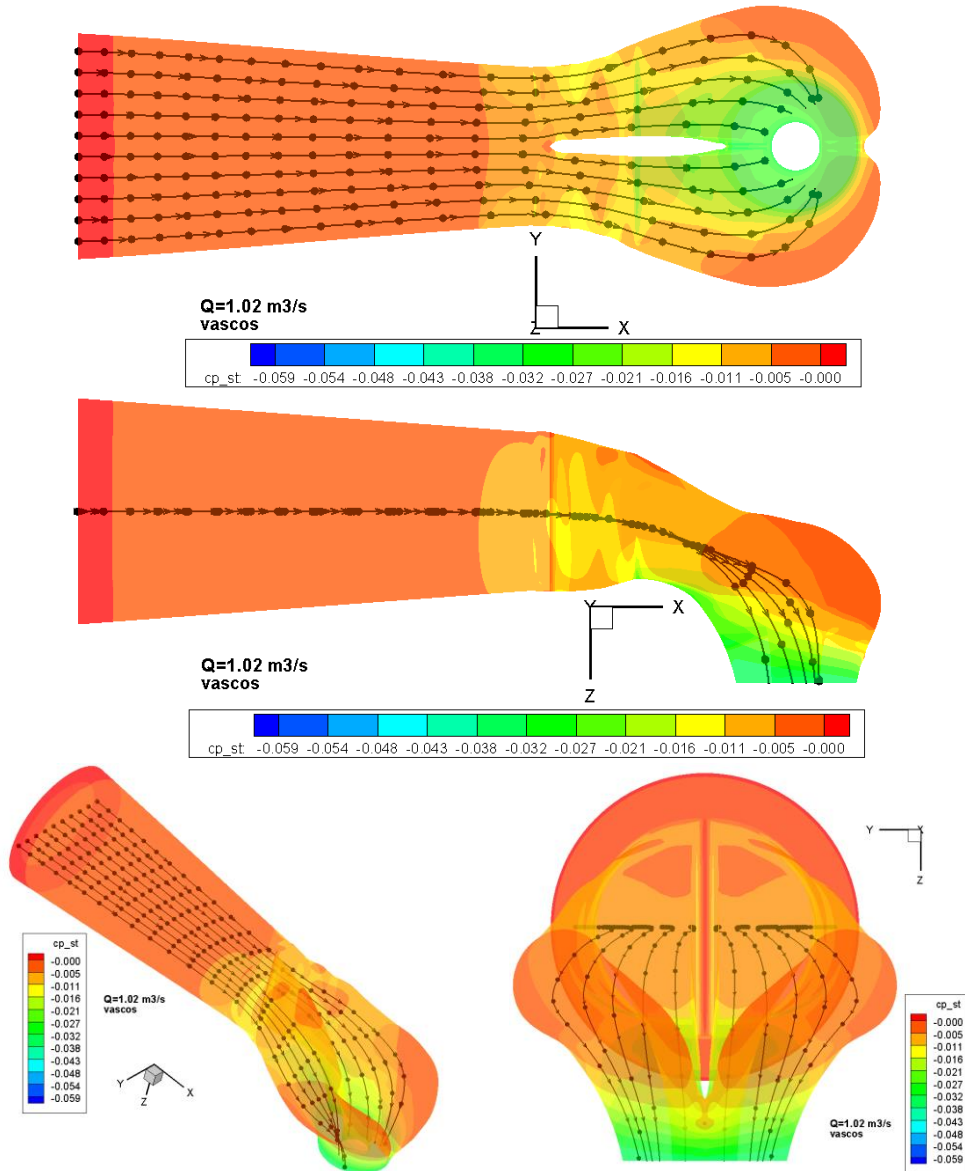


Figura 6.109. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea mijlocie, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

În figura 6.109 se observă că injecția de particule se realizează în mijlocul secțiunii de intrare a conductei de aspirație. Trajectoriile particulelor sunt simetrice față de planul xOz, iar pentru secțiunea de ieșire se observă neuniformitatea câmpului de viteză.

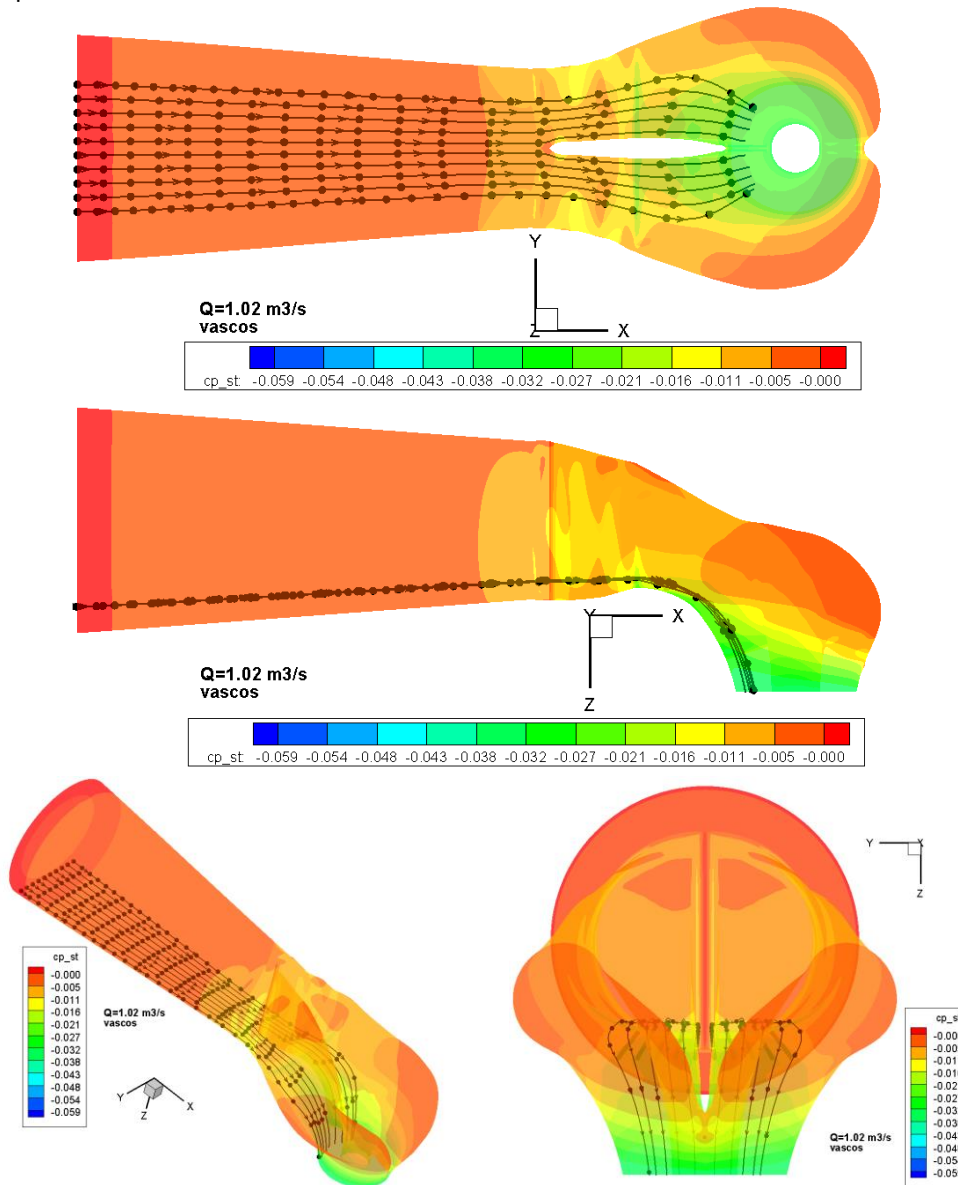


Figura 6.110. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea inferioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$

În cazul prezentat în figura 6.110 injecția de particule se realizează în vecinătatea peretelui interior al conductei de aspirație. Traiectoriile particulelor sunt simetrice față de planul xOz, iar pentru această situație particulele de lichid sunt accelerate direct spre intrarea în pompă.

**6.3.2. Distribuția coeficientului de presiune în conducta de aspirație în afara punctului optim de funcționare**

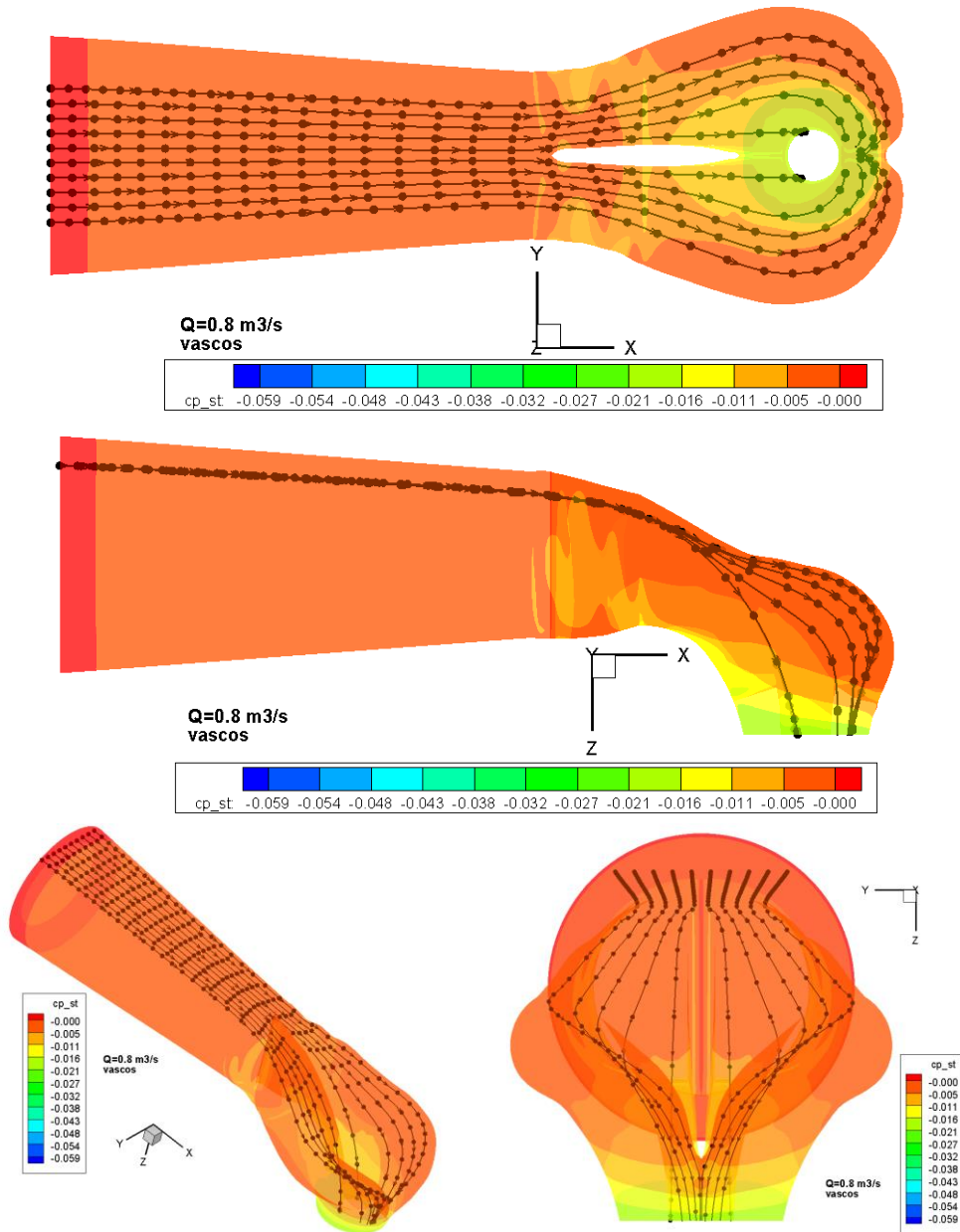


Figura 6.111. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea superioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

În figura 6.111 injecția de particule se realizează în vecinătatea peretelui exterior al conductei de aspirație, pentru debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ . Traiectoriile

particulelor sunt simetrice față de planul xOz, și se poate observa că particulele de lichid sunt ghidate direct spre secțiunea diametral opusă zonei de intrare în conducta de aspirație.

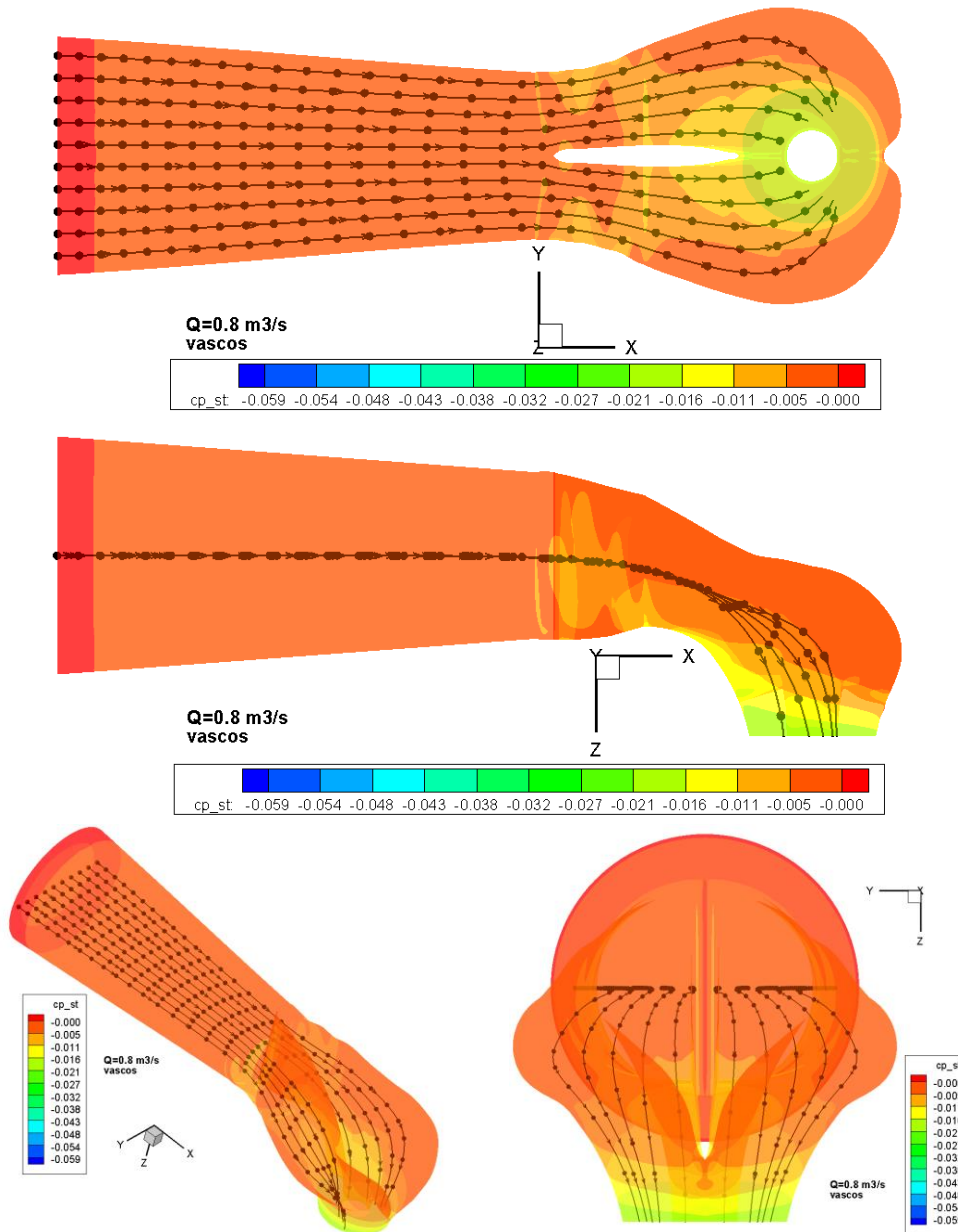


Figura 6.112. Traietoria particulelor de lichid, secțiunea mijlocie, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Din figura 6.112 se observă că, pentru debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , injecția de particule are loc în mijlocul secțiunii de intrare a conductei de aspirație, iar

trajectoriile particulelor sunt simetrice față de planul xOz și pentru secțiunea de ieșire se observă neuniformitatea câmpului de viteză.

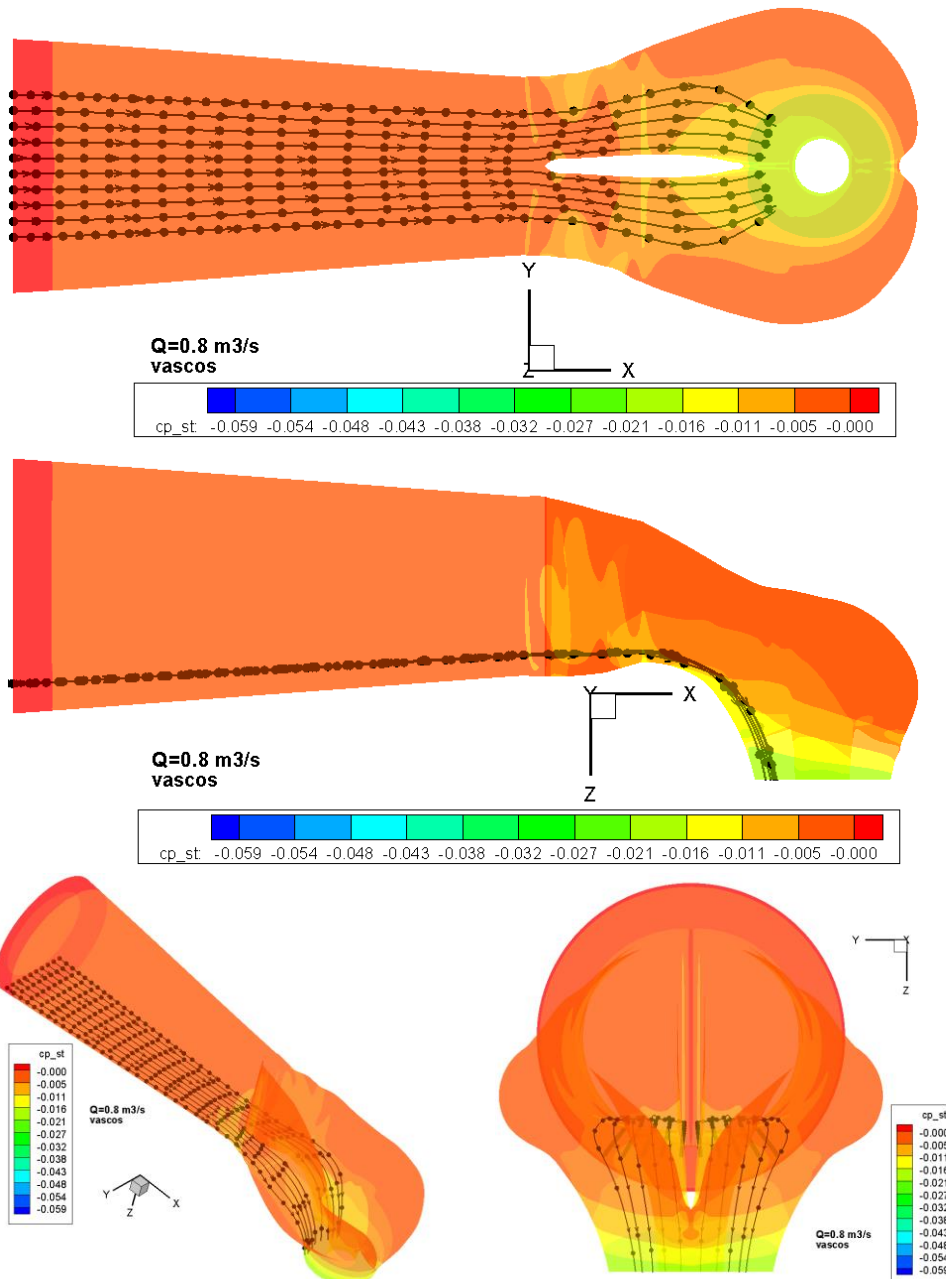


Figura 6.113. Trajectoria particulelor de lichid, secțiunea inferioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Injecția de particule este făcută în vecinătatea peretelui interior al conductei de aspirație și această situație, pentru punctul de funcționare caracterizat de debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , este descrisă în figura 6.113. Rezultă că și pentru această situație traiectoriile particulelor sunt simetrice față de planul  $xOz$ , iar particulele de lichid sunt accelerate direct spre intrarea în pompă.

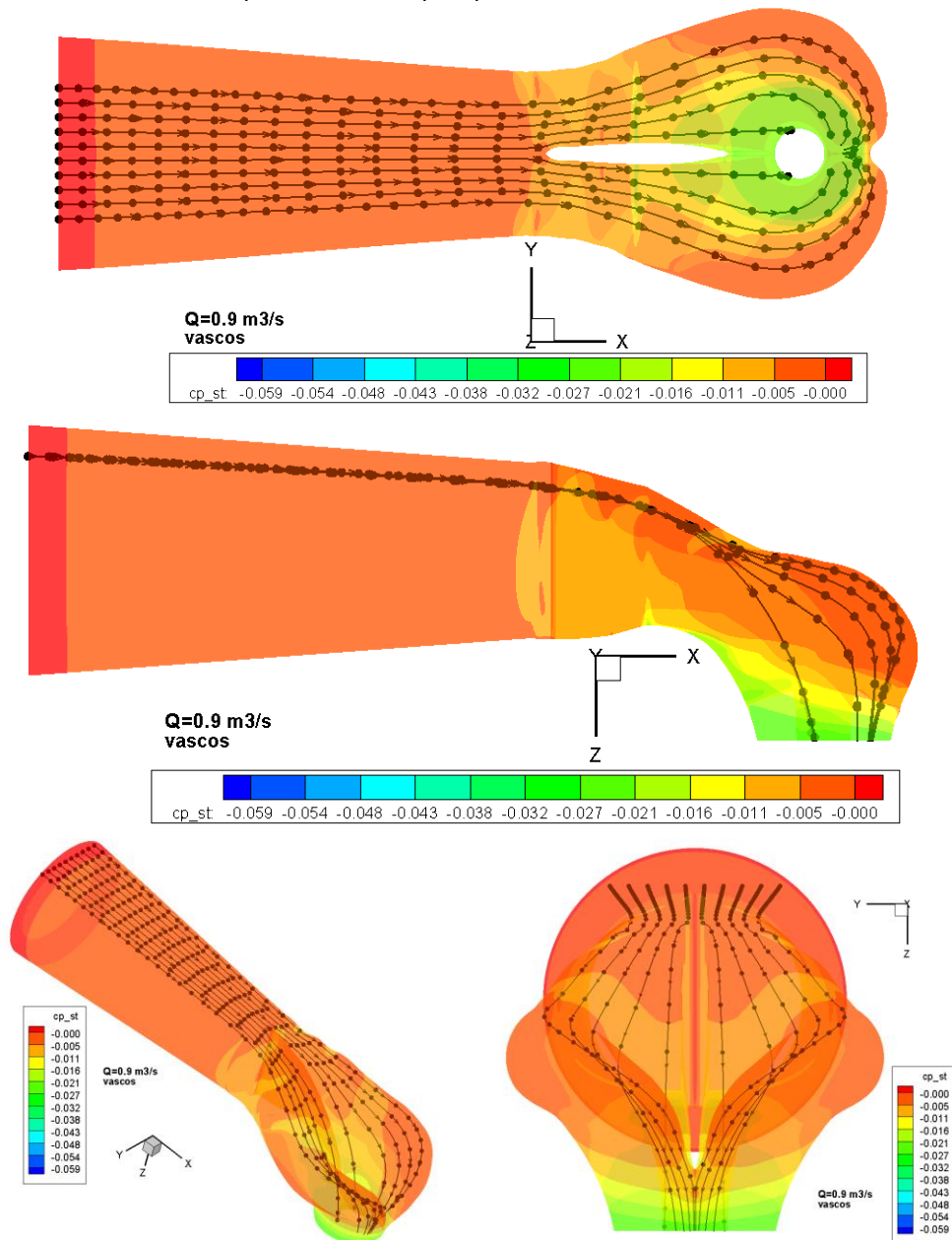


Figura 6.114. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea superioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă



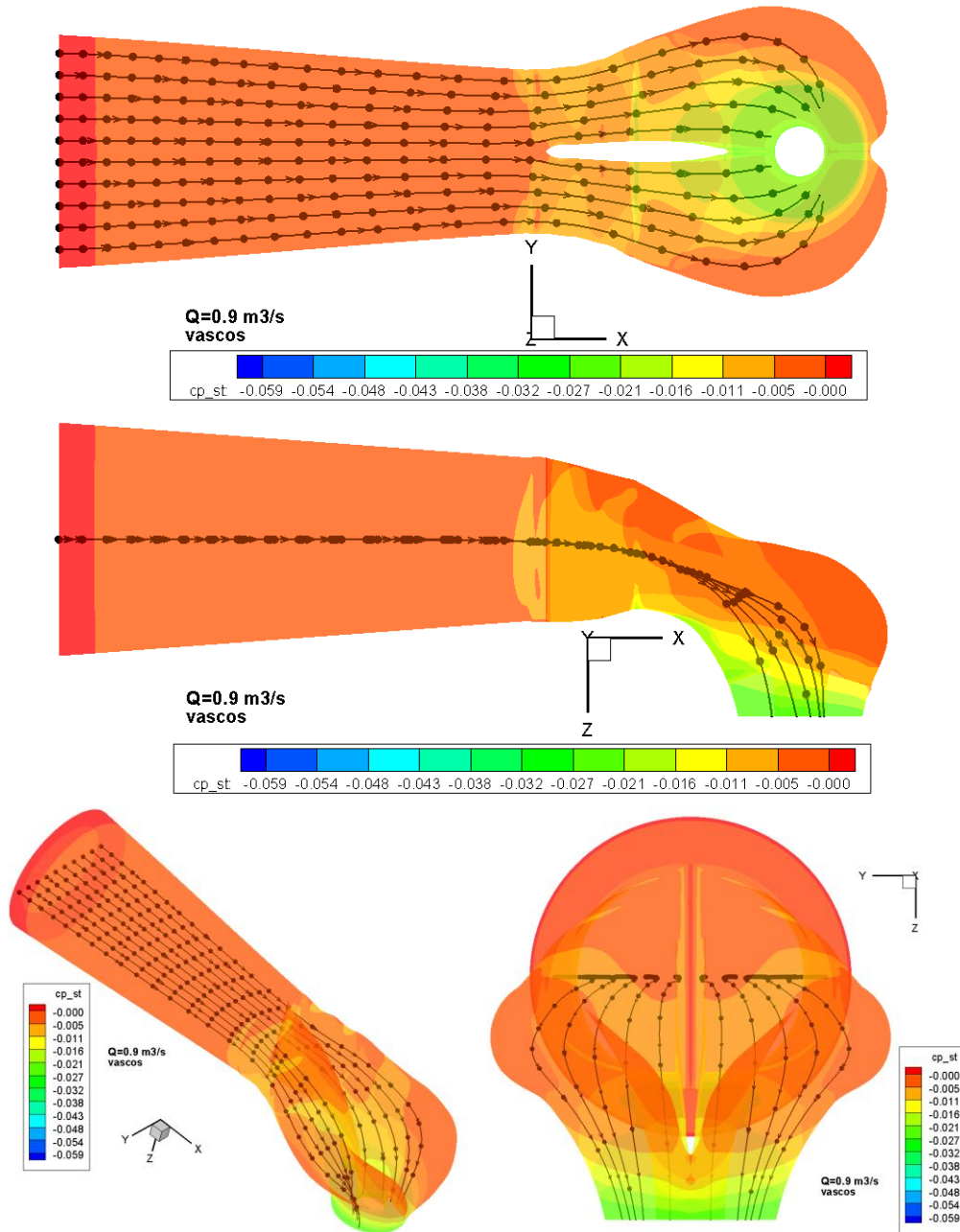


Figura 6.115. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea mijlocie, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

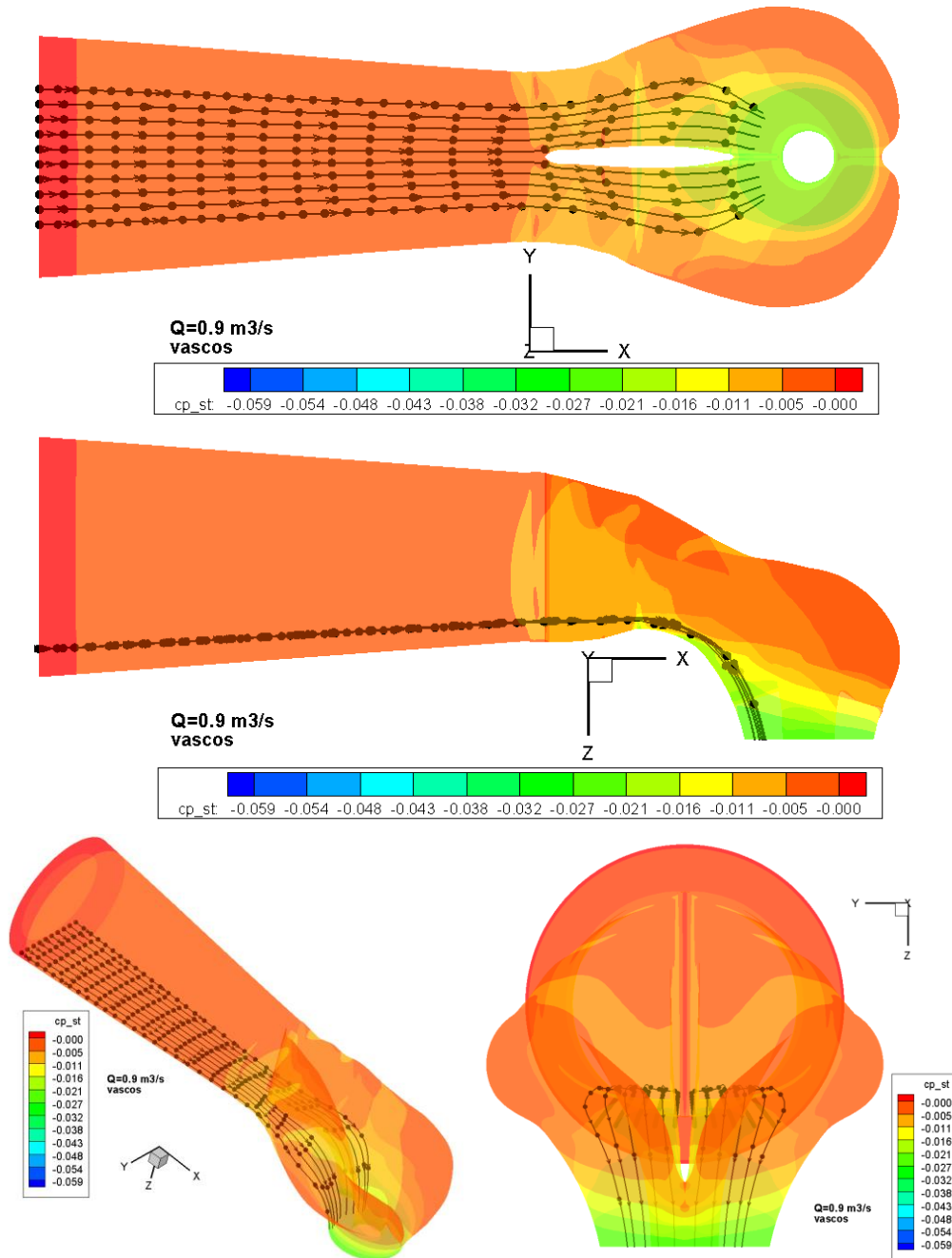


Figura 6.116. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea inferioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

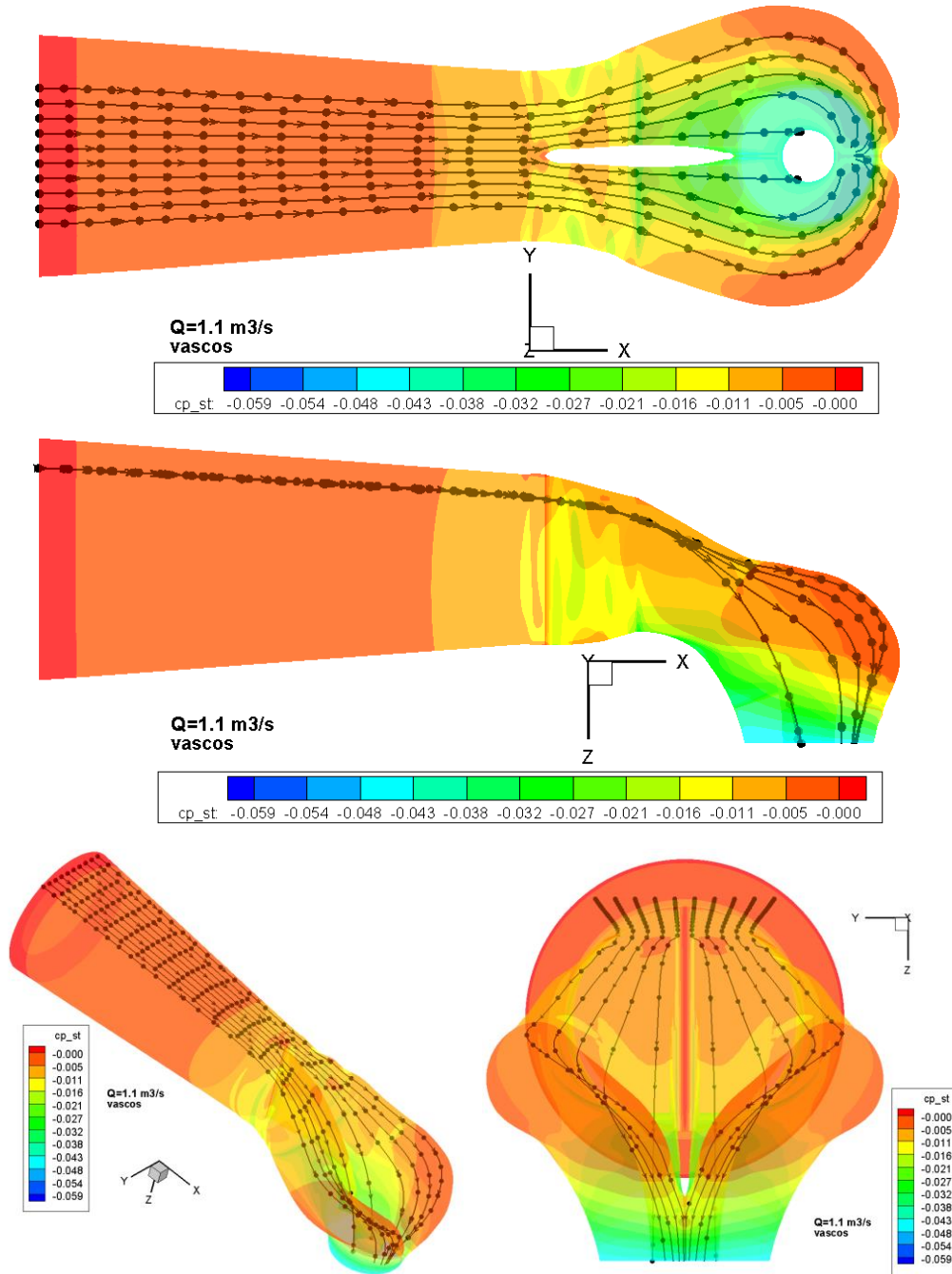


Figura 6.117. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea superioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

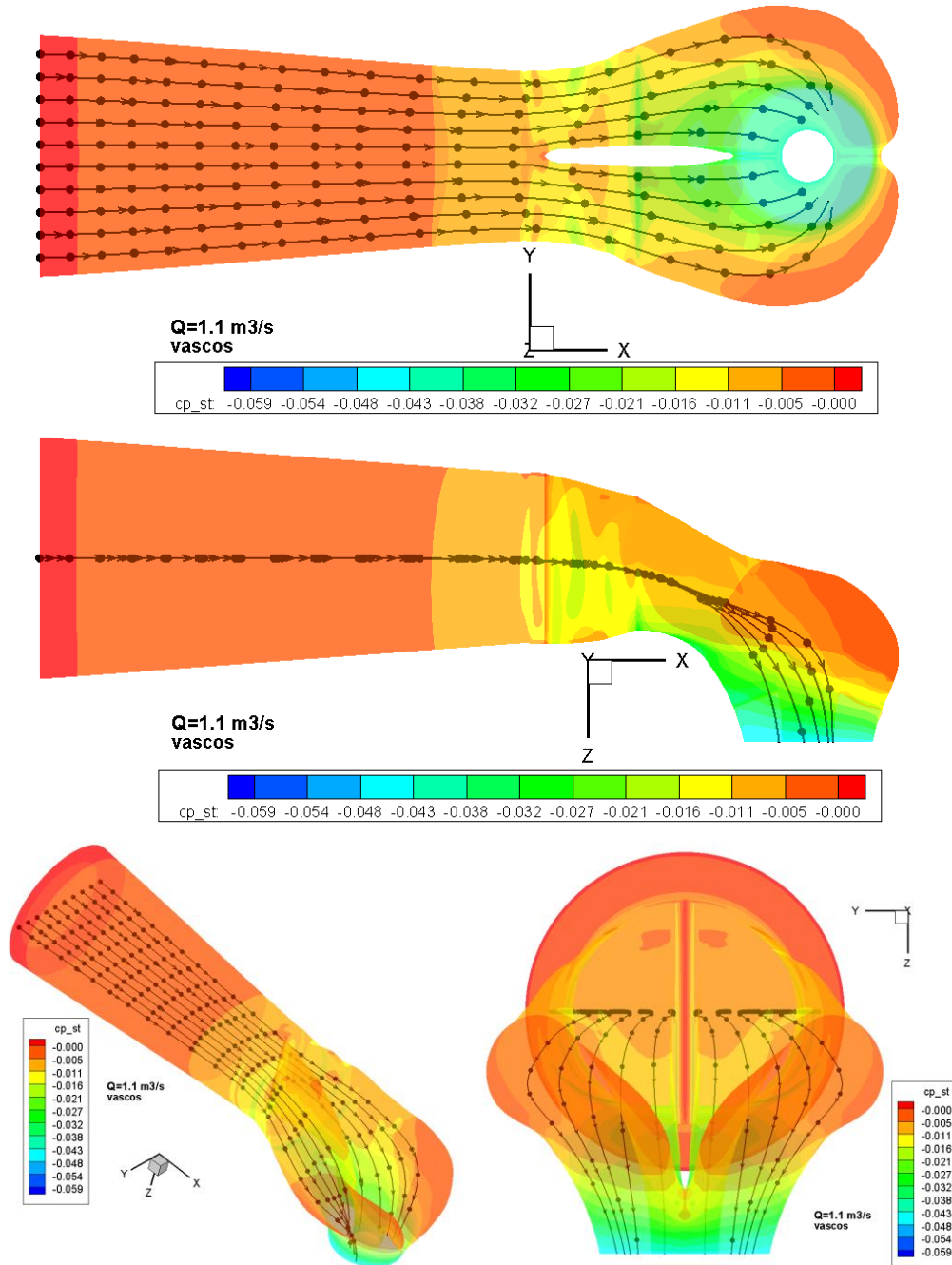


Figura 6.118. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea mijlocie, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

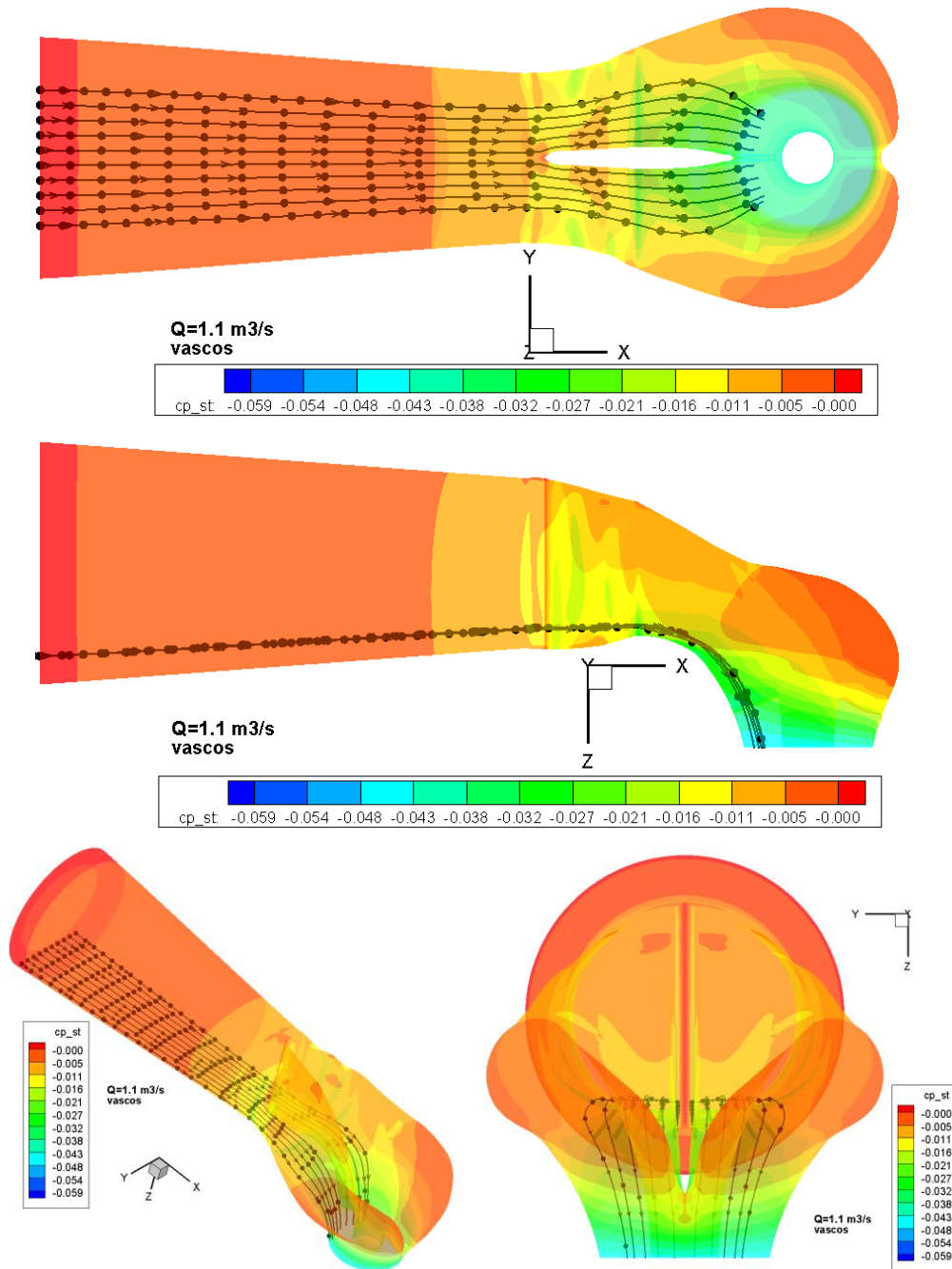


Figura 6.119. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea inferioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

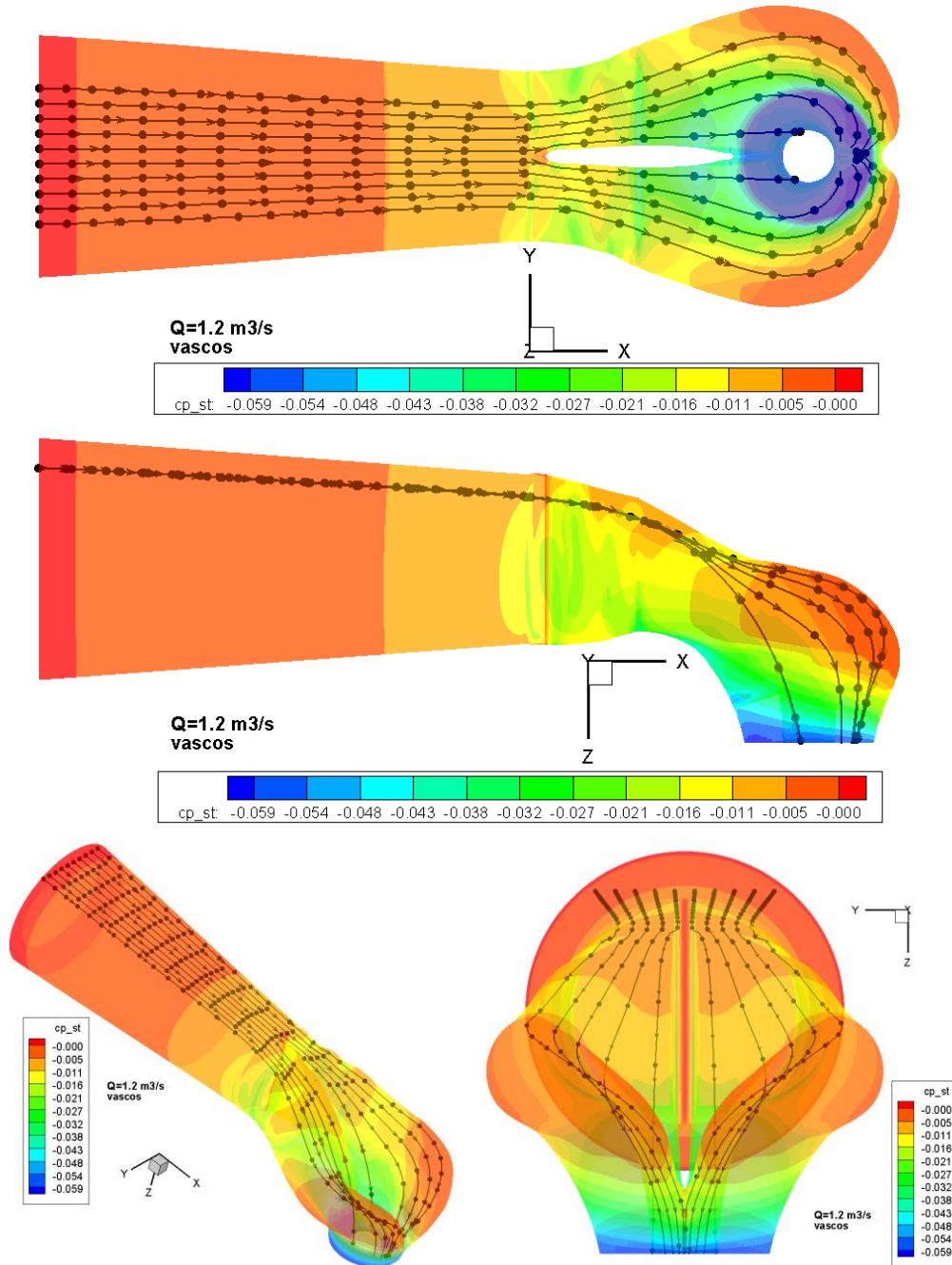


Figura 6.120. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea superioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

În figura 6.120 injecția de particule se realizează în vecinătatea peretelui exterior al conductei de aspirație, pentru debitul  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ . Traiectoriile

particulelor sunt simetrice față de planul  $xOz$ , și se poate observa că particulele de lichid sunt ghidate direct spre secțiunea diametral opusă zonei de intrare în conducta de aspirație.

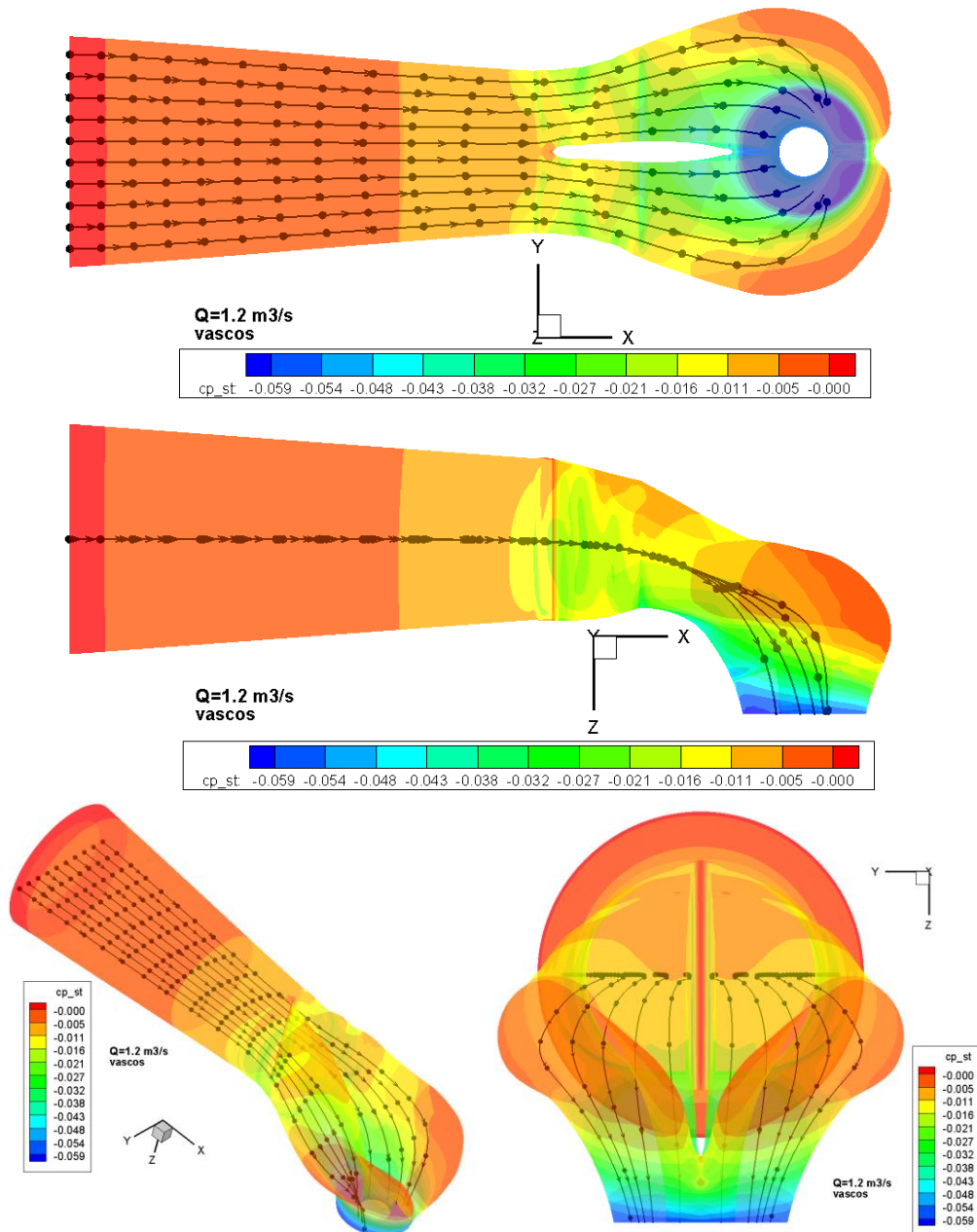


Figura 6.121. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea mijlocie, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Din figura 6.121 se observă că, pentru debitul  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , injecția de particule are loc în mijlocul secțiunii de intrare a conductei de aspirație, iar

trajectoriile particulelor sunt simetrice față de planul xOz și pentru secțiunea de ieșire se observă neuniformitatea câmpului de viteză.

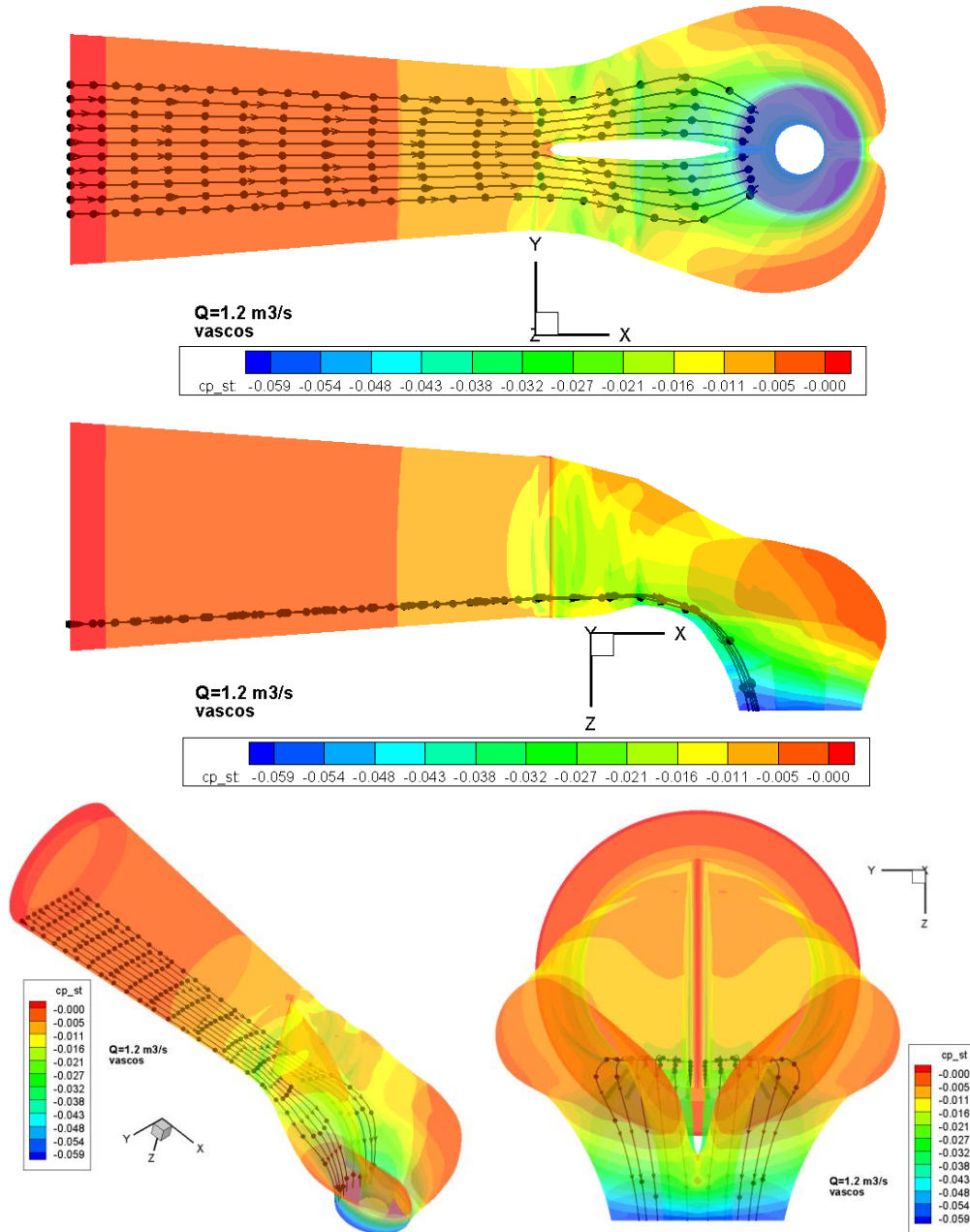


Figura 6.122. Traiectoria particulelor de lichid, secțiunea inferioară, și coeficientul de presiune pentru conducta de aspirație a pompei MU 81,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Injecția de particule este făcută în vecinătatea peretelui interior al conductei de aspirație și această situație, pentru punctul de funcționare caracterizat de debitul



$Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , este descrisă în figura 6.122. Rezultă că și pentru această situație traiectoriile particulelor sunt simetrice față de planul  $xOz$ , iar particulele de lichid sunt accelerate direct spre intrarea în pompă.

Pentru toate cele patru puncte de funcționare diferite de punctul optim se remarcă o frânare a curentului ce apare în mijlocul tronsonului de aspirație pe măsură ce apa se apropie de peretele despărțitor. Această frânare duce, la fel ca și la punctul optim de funcționare, la apariția unor neuniformități ale câmpului de presiune pe cele două brațe ale tronsonului.

Un studiu similar pentru reabilitarea stațiilor de pompare de la Geesthacht (Germania) și Luenerse (Austria) a fost realizat de către Sulzer Hydro și Andritz AG.

Stația de pompare Geesthacht a fost dată în funcțiune de Hamburgische Electricitatswerke AG, 30 km nord de Hamburg/Germania pe malul cel mai nordic al râului Elbe. Lacul artificial de stocare are o înălțime în jur de 80 m, iar nivelul apei furnizează o energie de 600.000 kW/an. Stația de pompare conține 3 grupuri fiecare conținând o pompă, un motor-generator și o turbină Francis. Fiecare pompă este echipată cu rotor de 33 MW, și au fost puse în funcțiune în 1958 de Escher Wyss (acum Sulzer Hydro). În ciuda salinități ridicate a apei râului Elbe, rotoarele (turnate din oțel neinoxidabil) au operat mai bine de 40 de ani. Acum reparațiile capitale datorate coroziunii locale au fost necesare și s-a apelat pentru proiectarea unui nou rotor fabricat din oțel inoxidabil. Acestea au fost reproiectate din punct de vedere hidraulic și sunt echipate cu 2x7 palete (vechiul 2x11 palete). Noile rotoare au fost optimizate prin simulare numerică și proiectarea a fost suplimentată de teste semi-omoloage pe model. Prima înlocuire cu succes a rotoarelor și punerea în funcțiune s-a realizat la sfârșitul lunii octombrie 1998.

Stația de pompare Luernersee aparținând Vorarlberger Illwerke AG este situată în partea de vest a Austriei, în Vorarlberg și utilizează o cadere de aproximativ 974 m. Stația de pompare conține 5 grupuri având o putere nominală de 224 MW în regim de pompare, fiecare din ele conținând o turbină Pelton cu 4 injectoare, un convertizor de cuplu hidraulic și o pompă. Pompele sunt realizate cu ax vertical și 5 etaje. Andritz AG a primit comanda pentru furnizarea noilor rotoare pentru primul etaj al pompei noi și Sulzer Hydro Zurich să realizeze proiectarea hidraulică pentru acest rotor. Dezvoltarea noului rotor s-a realizat numai cu ajutorul simulării numerice, ne ai fiind necesare nici un test pe model. Pompa operează într-un domeniu de căderi de la 895 m la 1005 m, evident fiecare etaj trebuie să furnizeze o cădere de la 179 m la 201 m. Debitul este în domeniul 3.75 mc/s la 4.46 mc/s la o turație de 750 rpm. Noul rotor este realizat cu 7 pelete în loc de 10 palete cum era cel vechi.

Domeniul de calcul 3D considerat pentru investigațiile numerice complexe este prezentat în figura 6.123

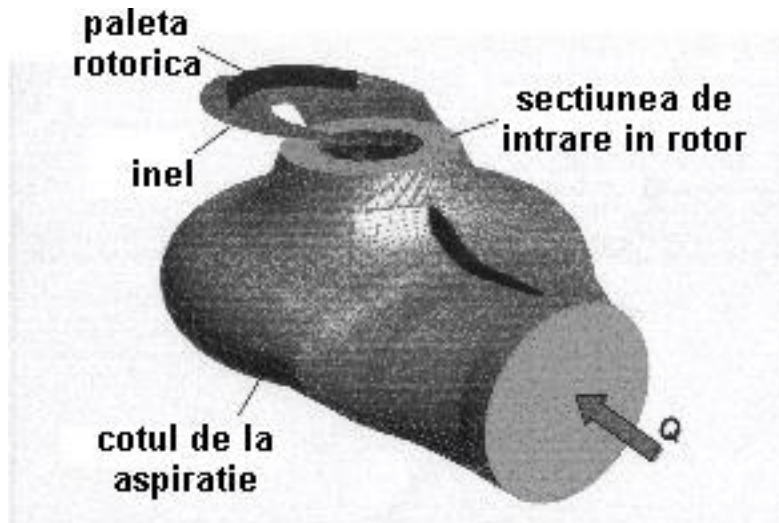


Figura 6.123. Domeniul de analiză considerat pentru investigarea curgerii 3D în pompele ce echipează SP Geesthacht – Germania, Sallaberger et al., [80]

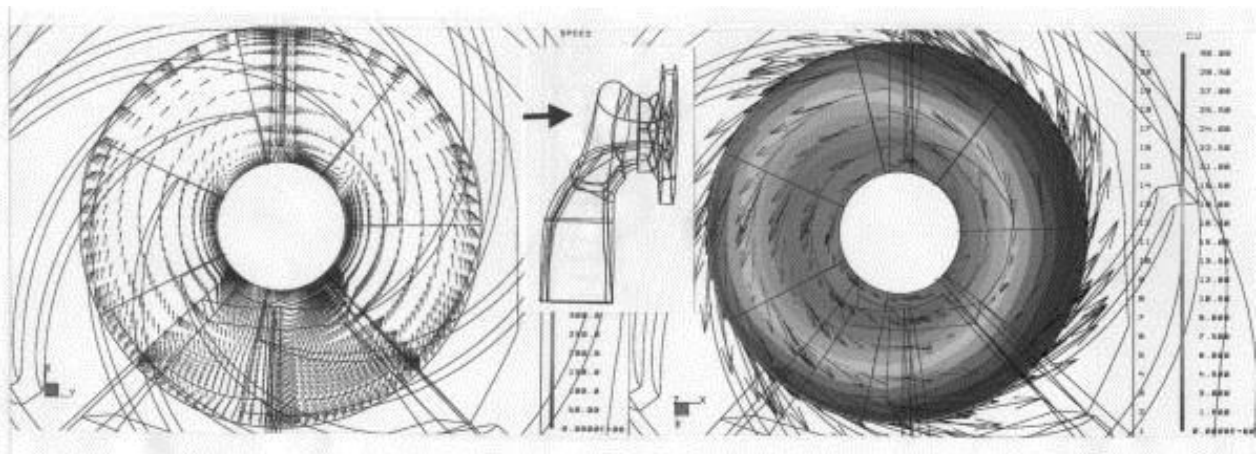


Figura 6.124. Câmpul vitezelor absolută (stânga) și relativă (dreapta) în secțiunea de la intrarea în rotoarele pompelor ce echipează SP Geesthacht - Germania determinate prin simularea numerică a curgerii 3D. Sallaberger et al., [80]

Variația componentelor meridională și tangențială ale vitezei în regiunea din fața rotorului este prezentată în figura 6.124. Apariția vârtejurilor de la intrarea în rotor datorate cotului de la aspirație conduce la o distribuție neuniformă a curentului generând cavitația în pompele investigate

Ca rezultat, profilul paletei la intrarea în rotor poate fi mai bine adaptat la curgere și distribuția presiunii statice pe suprafața paletei este îmbunătățită. Curgerea în interiorul canalului rotoric este vizualizată cu ajutorul liniilor de curent și este punctată o nouă soluție care îmbunătățește calitativ curgerea. Aplicarea rezultatelor noilor metode îmbunătățesc atât performanțele hidraulice cât și comportamentul cavitațional.

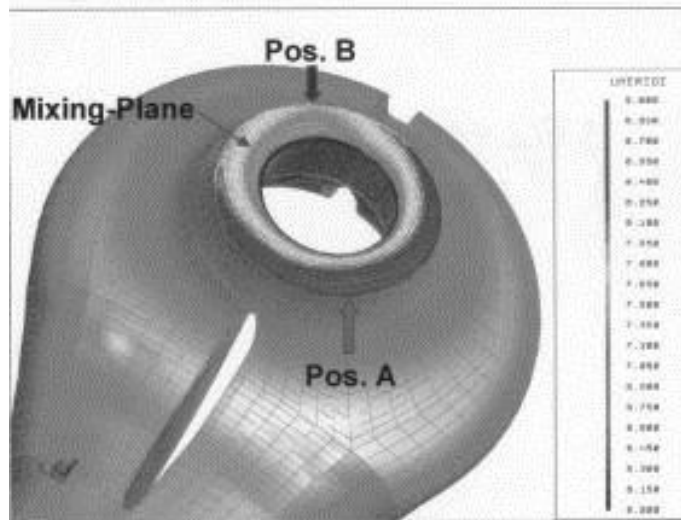


Figura 6.125. Distribuția vitezei meridionale în secțiunea din fața rotorului pompei ce echează SP Luenersee – Austria., Sallaberger et al., [80]

Viteza meridională maximă apare în poziția A în timp ce valoarea minimă în punctul B. Această perturbație semnificativă de la intrarea în rotor se datorează cotului de la intrarea în pompă care generează regiunea cu presiune scăzută și corespunzător zona cu eroziunea cavitațională

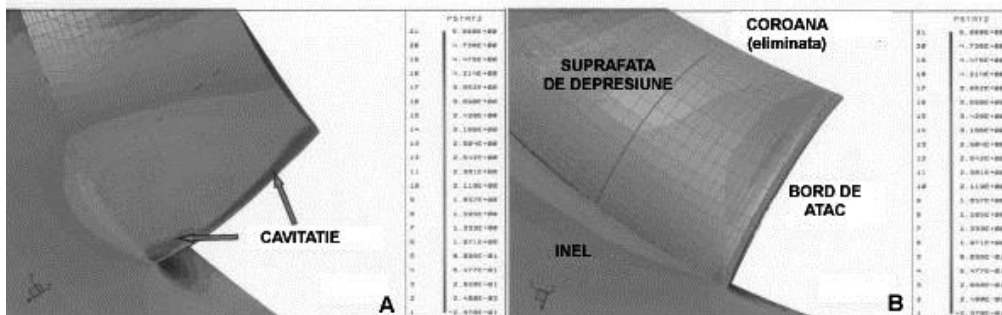


Figura 6.126. Compararea distribuției de presiune pe paletelor rotorice ale pompelor de la SP Geesthacht - Germania determinate prin simularea numerică a curgerii 3D.

A) soluția anilor '60; B) soluția optimizată din punct de vedere cavitațional, Sallaberger et al., [80]

Soluția anilor '60 utilizată în proiectarea pompelor, figura 6.126 A, cea în care muchia de intrare a paletelor rotorice este dreaptă, duce la apariția zonelor erodate cavitațional identificate în exploatare și care corespund cu cele puse în evidență prin calculul numeric. Aceste zone se remarcă în vecinătatea bordului de atac la joacțiunile cu inelul și coroana. Soluția optimizată din punct de vedere cavitațional, prezentată în figura 6.126 B, la care muchia de intrare a paletelor rotorice este curbată spațial duce la eliminarea zonelor erodate cavitațional.

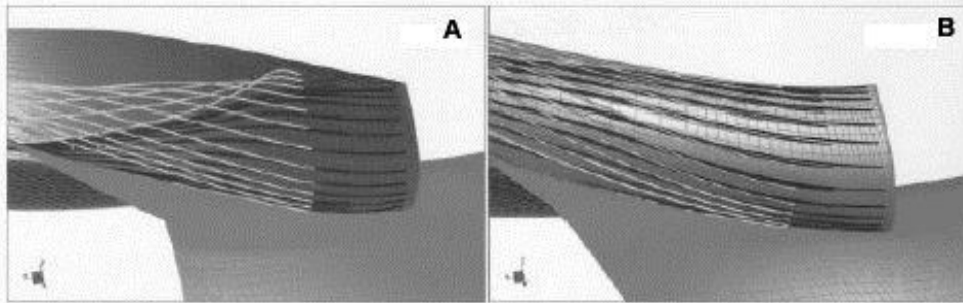


Figura 6.127. Compararea liniilor de curent din vecinătatea paletelor rotorice ale pompelor de la SP Geesthacht – Germania determinate prin simularea numerică a curgerii 3D.  
A) soluția anilor '60; B) soluția optimizată, Sallaberger et al., [80]

Din figura 6.127 A, care reprezintă soluția anilor '60, se poate observa o perturbare a liniilor de curent din vecinătatea paletelor, pe când soluția optimizată, figura 6.127 B, oferă o distribuție uniformă a liniilor de curent în vecinătatea paletelor rotorice îmbunătățind atât comportamentul energetic cât și cel cavitațional.

#### 6.4. Distribuția presiunii pe paletele rotorului de pompă centrifugă

Se definește coeficientul de presiune ca diferența dintre presiunea statică dintr-un punct situat pe suprafața paletelor rotorice,  $p_{rotor}$ , și o presiune statică de referință, ce se va împărți la produsul dintre înălțimea de pompare,  $H$ , caracteristică fiecărui punct de funcționare, densitatea apei  $\rho$  și accelerația gravitațională  $g$ . Presiunea statică de referință se va considera presiunea statică de pe suprafața de intrare în rotorul de pompă centrifugă,  $p_{IN-rotor}$ .

$$C_p = \frac{p_{rotor} - p_{IN\_rotor}}{\rho g H} \quad (6.7)$$

Valorile presiunii statice, corespunzătoare punctelor de pe suprafața paletelor rotorice și utilizate pentru calculul coeficientului de presiune, rezultă în urma soluționării numerice cuplate a ecuațiilor ce caracterizează câmpul de presiuni și de viteze al curgerii lichidului real. Pentru calculul valorii presiunii pe secțiunea de intrare în rotor se folosește următoarea relație de calcul, Fluent, [35]:

$$p_{IN\_rotor} = \frac{\int \rho p |\vec{v} \cdot d\vec{A}_{IN}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}_{IN}|} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i \rho_i |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_{IN\_i}|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_{IN\_i}|} \quad (6.8)$$

Distribuția coeficientului de presiune, calculat cu relația (6.7), este reprezentată pe paleta rotorului de pompă centrifugă la cele cinci puncte de funcționare analizate pentru curgerea lichidului real.

Riscul apariției bulelor cavitaționale apare în acea zonă a paletelor unde coeficientul de presiune are valori minime.

### 6.4.1. Distribuția presiunii pe paletele rotorului de pompă centrifugă la punctul optim de funcționare

Din analiza câmpului de presiune pe extradოსul paletei rotorice, figura 6.128, rezultă existența unei încărcări uniforme a extradოსului paletei între inel și coroană, precum și o creștere a coeficientului de presiune înspre bordul de fugă, unde se atinge valoarea maximă de 0.8.

În figura 6.129 se evidențiază prezența unor valori minime de până la -0.4 ale coeficientului de presiune pe intradosul paletei rotorice în zona bordului de atac și în imediata vecinătate a sa, atât înspre inel cât și înspre coroană. Aceste valori minime ale coeficientului de presiune sunt cauzate de faptul că punctul de incidență al curentului este poziționat pe extradოსul paletei, astfel că are loc o accelerare a curentului la trecerea peste bordul de atac. În acest mod se formează pe intradosul paletei rotorice zone de sensibilitate la cavitație.

Analizând izobarele de presiune pe paleta rotorică se poate constata posibilitatea apariției fenomenului de cavitație chiar și la punctul optim de funcționare. Acest lucru se întâmplă datorită formei teșite a bordului de atac.

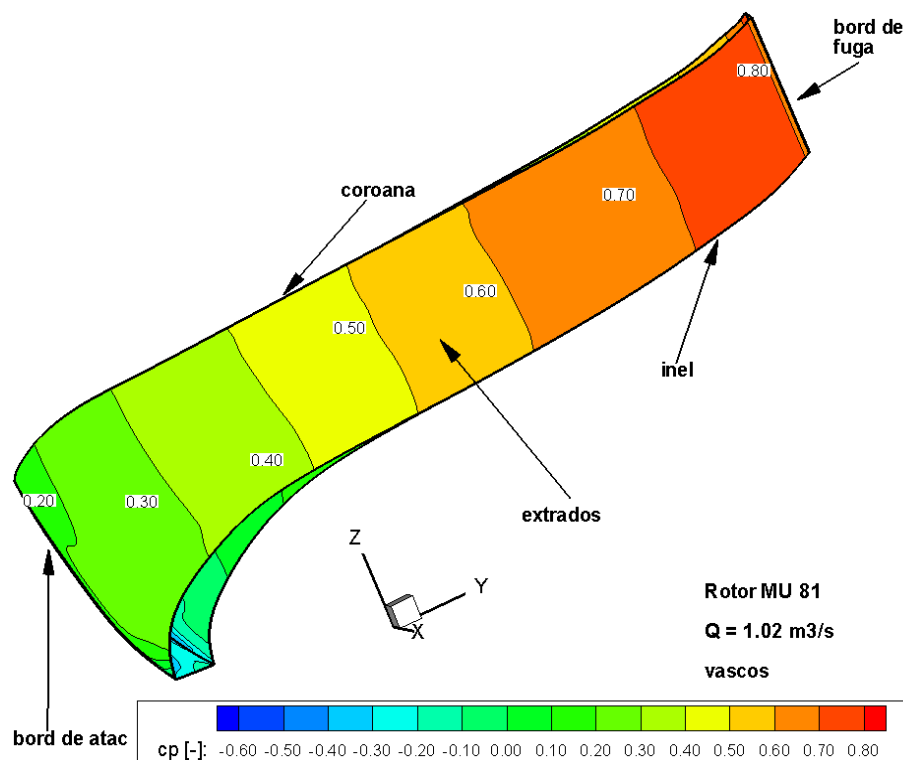


Figura 6.128. Distribuția coeficientului de presiune pe extradოსul paletei de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscosă

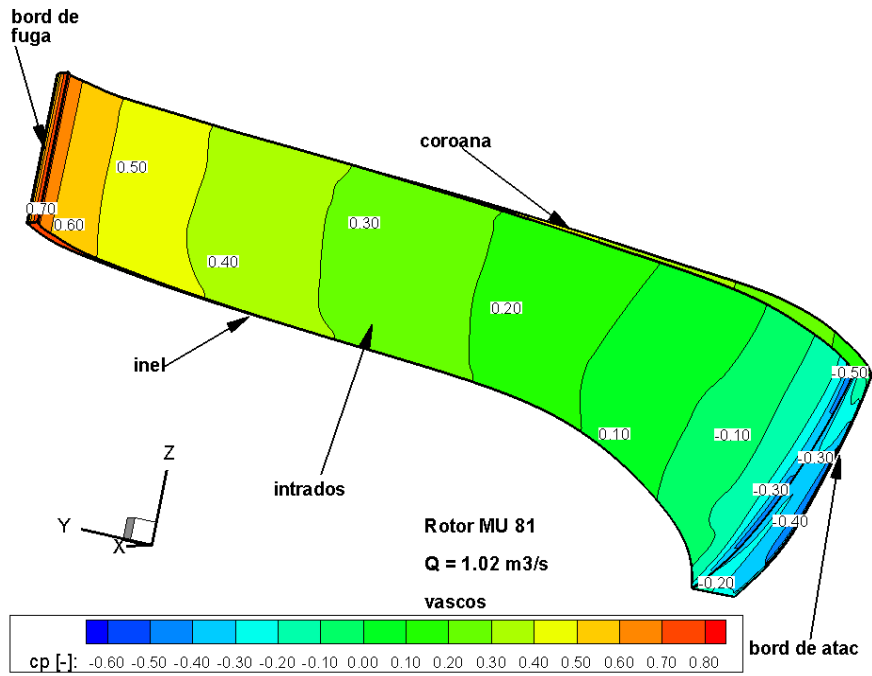


Figura 6.129. Distribuția coeficientului de presiune pe intradosul paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

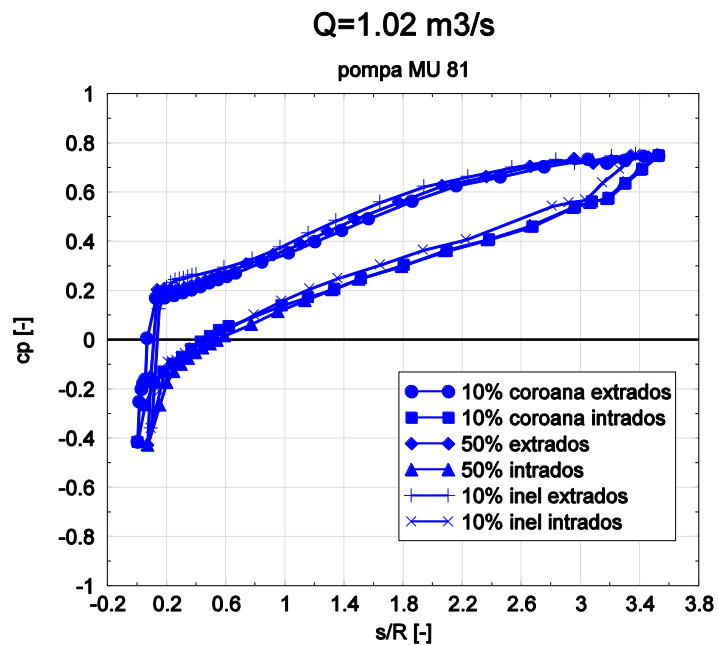


Figura 6.130. Distribuția coeficientului de presiune pe trei secțiuni ale paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Din figura 6.130 se observă apariția unei valori minime a coeficientului de presiune în zona bordului de atac, precum și a unor valori negative ale acestuia pe intradosul paletel în toate cele trei secțiuni de analiză. Aceste valori minime ale coeficientului de presiune sunt cauzate, conform Akhras et al., [3], Muntean, [69], van Esch, [111], de situarea punctului de incidență al curentului pe extradadosul paletel. Din această cauză curentul este accelerat atunci când trece peste bordul de atac înspre intrados și se produce astfel o scădere accentuată a presiunii pe intradosul paletel rotorice în vecinătatea bordului de atac. Se poate observa că acest fenomen apare chiar la punctul optim de funcționare, deși, conform Addison, [2], Anton, [7], Lobanoff, [58], pentru punctul optim de funcționare ar trebui ca punctul de incidență să fie situat chiar pe bordul de atac al paletel rotorice.

### 6.4.2. Distribuția presiunii pe paletel rotorului de pompă centrifugă în afara punctului optim de funcționare

În figurile 6.131 – 6.142 este prezentată distribuția coeficientului de presiune pe extradados și intradosul paletel rotorice, atunci când pompa centrifugă funcționează în afara punctului optim. Reprezentarea grafică este făcută atât calitativ, cât și cantitativ, cu ajutorul a trei secțiuni plasate una în vecinătatea inelului, una pe mijlocul paletel și încă una în vecinătatea coroanei.

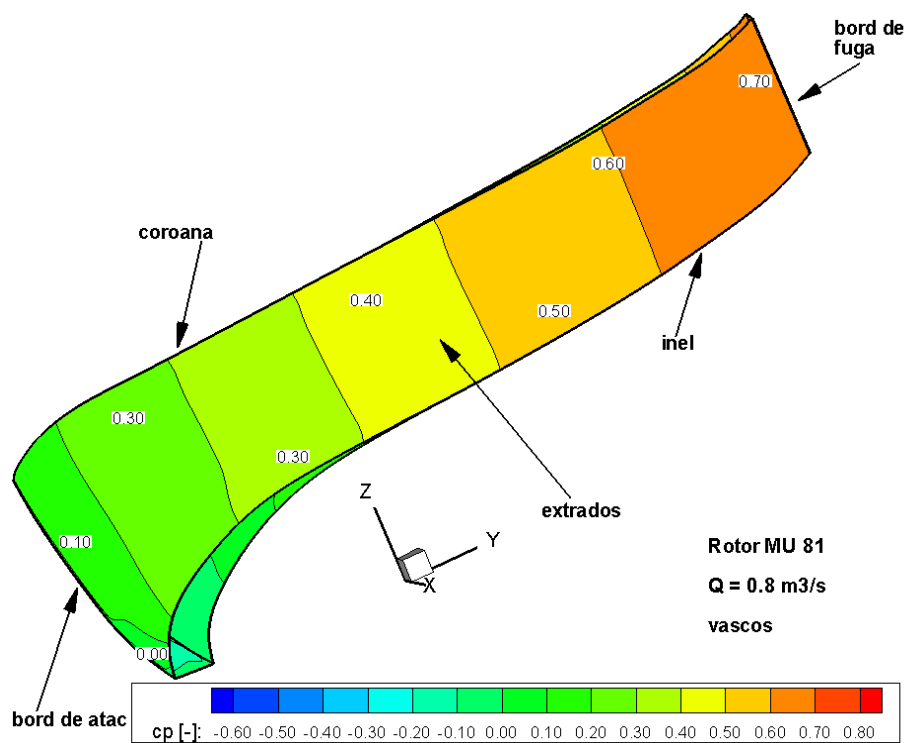


Figura 6.131. Distribuția coeficientului de presiune pe extradadosul paletel de rotor MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

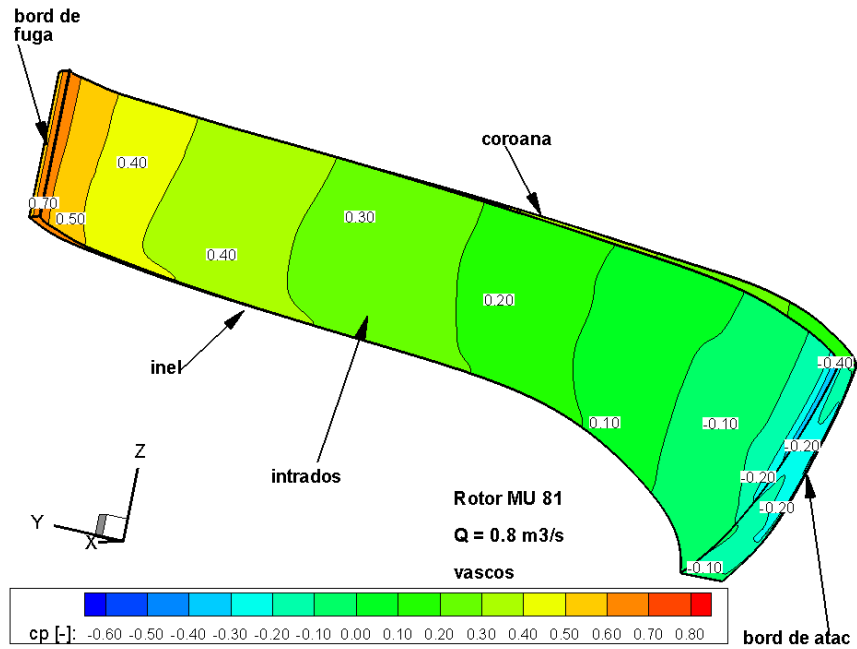


Figura 6.132. Distribuția coeficientului de presiune pe intradosul paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

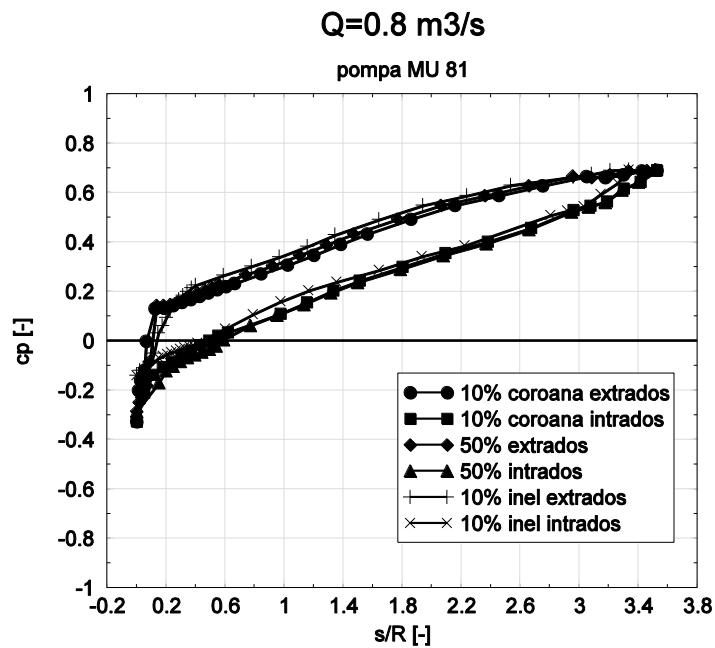


Figura 6.133. Distribuția coeficientului de presiune pe trei secțiuni ale paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă



Din figurile 6.131 – 6.133 se observă că valoarea minimă a coeficientului de presiune este  $c_p = -0.37$  și se întâlnește pe intradosul paletii, în apropierea bordului de atac. Valoarea aceasta a coeficientului de presiune este mai mică, în valoare absolută, decât cea din cazul punctului optim de funcționare. Acest lucru indică o incidență mai bună a curentului pe paletă, dar nu suficient de bună pentru a scăpa de zonele cu coeficient de presiune negativ, fapt care indică posibilitatea apariției fenomenului de cavitație. Se poate observa că zonele de pe paleta rotorică în care coeficientul de presiune este negativ sunt mai reduse ca și suprafață, și se întâlnesc tot pe intradosul paletii, în vecinătatea bordului de atac.

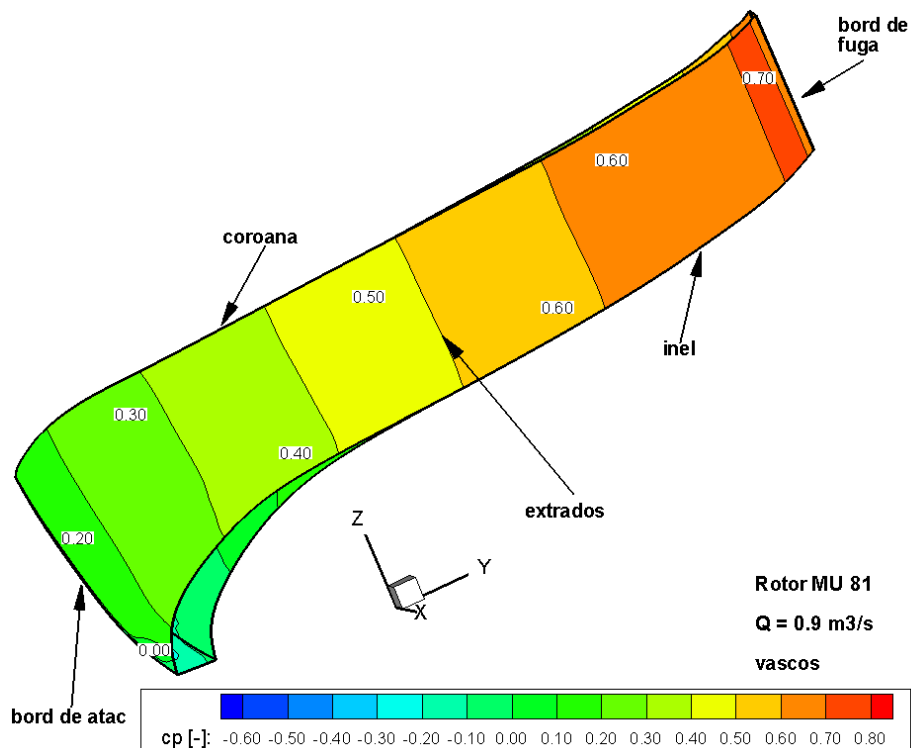


Figura 6.134. Distribuția coeficientului de presiune pe extradosul paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

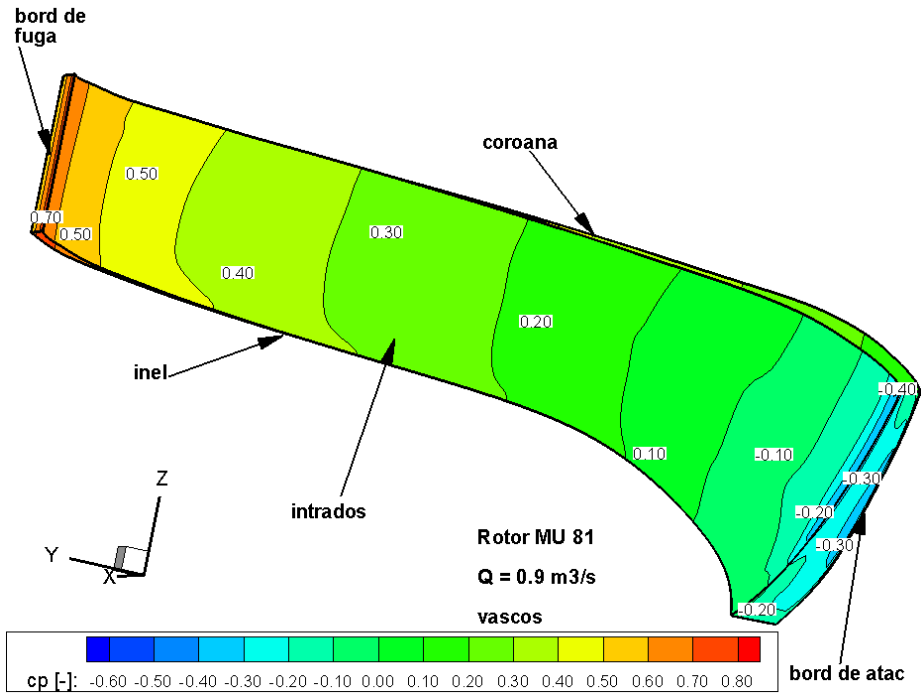


Figura 6.135. Distribuția coeficientului de presiune pe intradosul paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

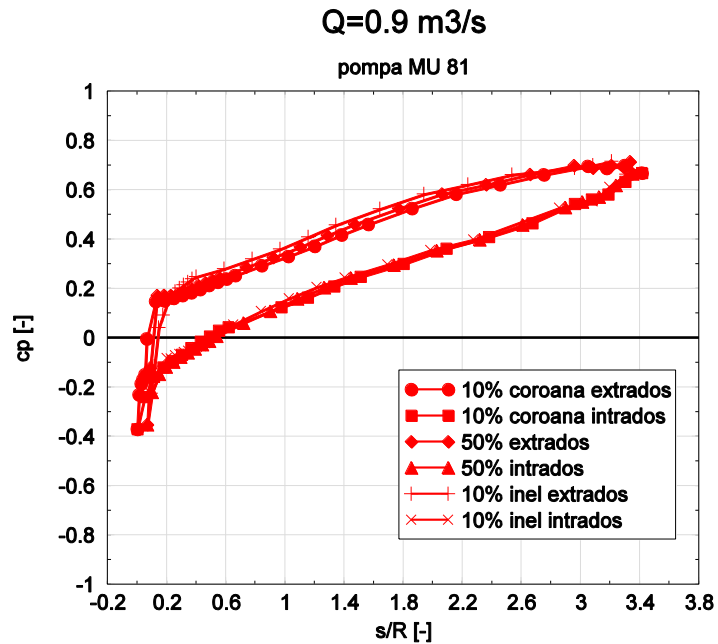


Figura 6.136. Distribuția coeficientului de presiune pe trei secțiuni ale paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

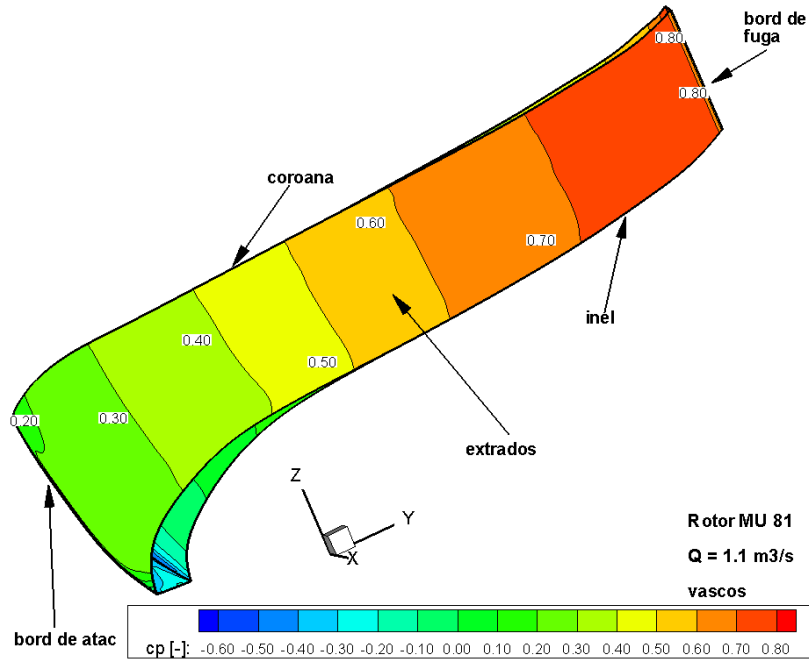


Figura 6.137. Distribuția coeficientului de presiunii pe extradosul paletei de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

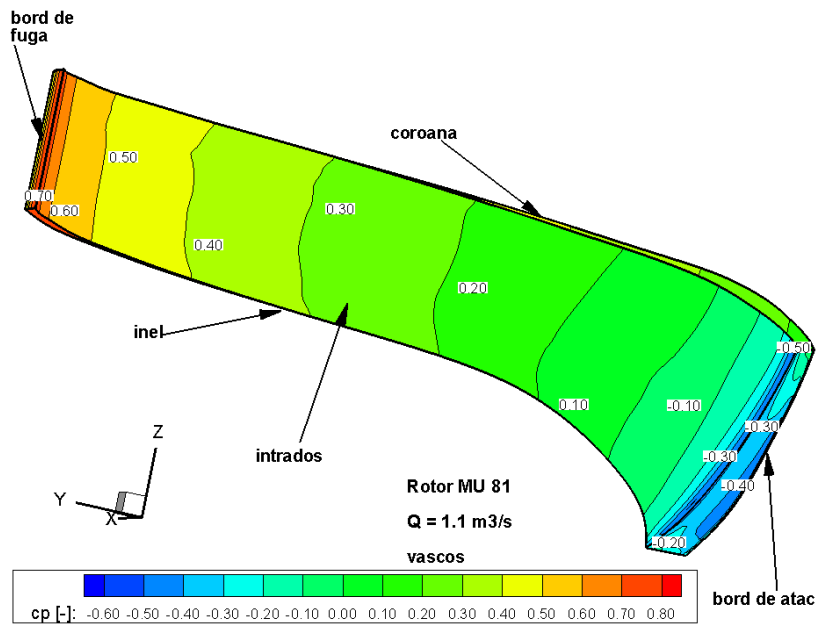


Figura 6.138. Distribuția coeficientului de presiunii pe intradosul paletei de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

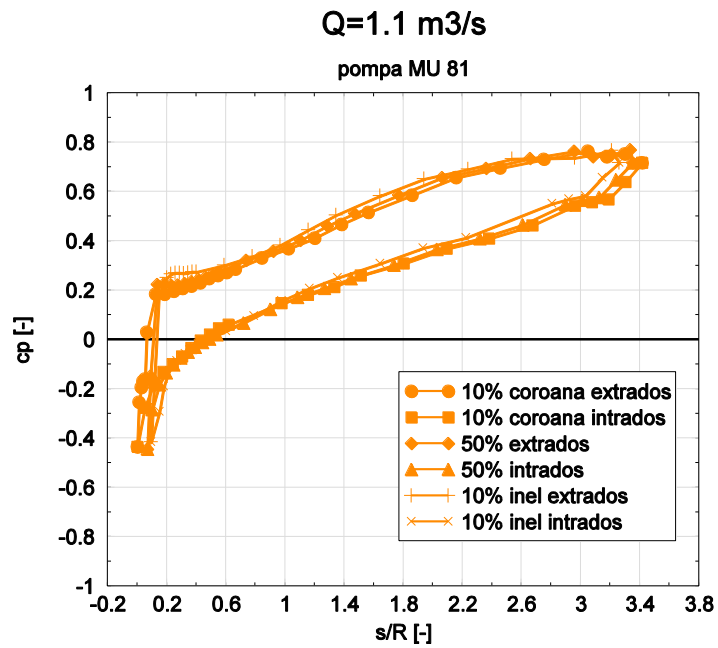


Figura 6.139. Distribuția coeficientului de presiune pe trei secțiuni ale paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

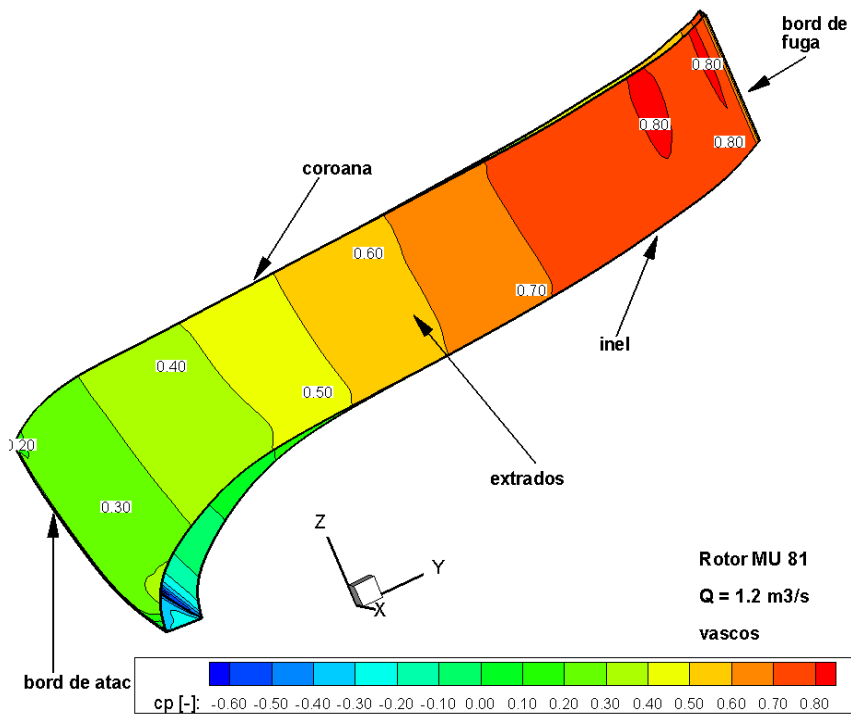


Figura 6.140. Distribuția coeficientului de presiune pe extradosul paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

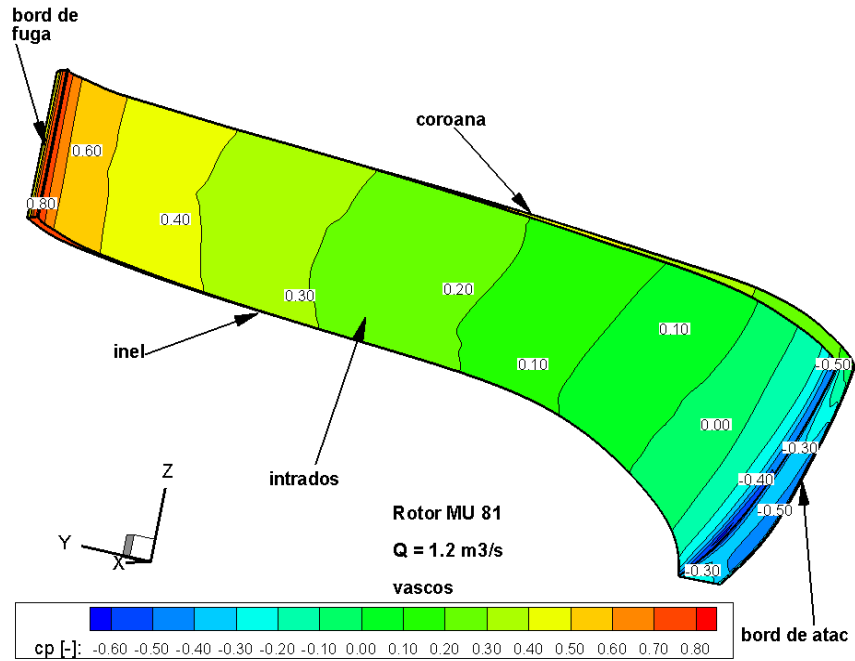


Figura 6.141. Distribuția coeficientului de presiune pe intradosul paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

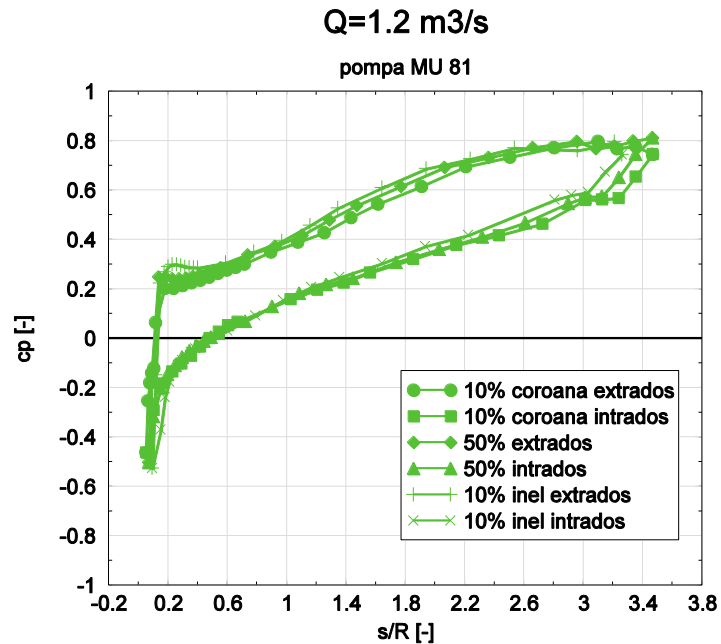


Figura 6.142. Distribuția coeficientului de presiune pe trei secțiuni ale paletii de rotor MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere vâscoasă

Din cauză că distribuția coeficientului de presiune pe cele trei secțiuni de analiză este aproape identică, s-a ales pentru compararea distribuției de presiune, pentru cele cinci puncte de funcționare investigate numeric, secțiunea mijlocie.

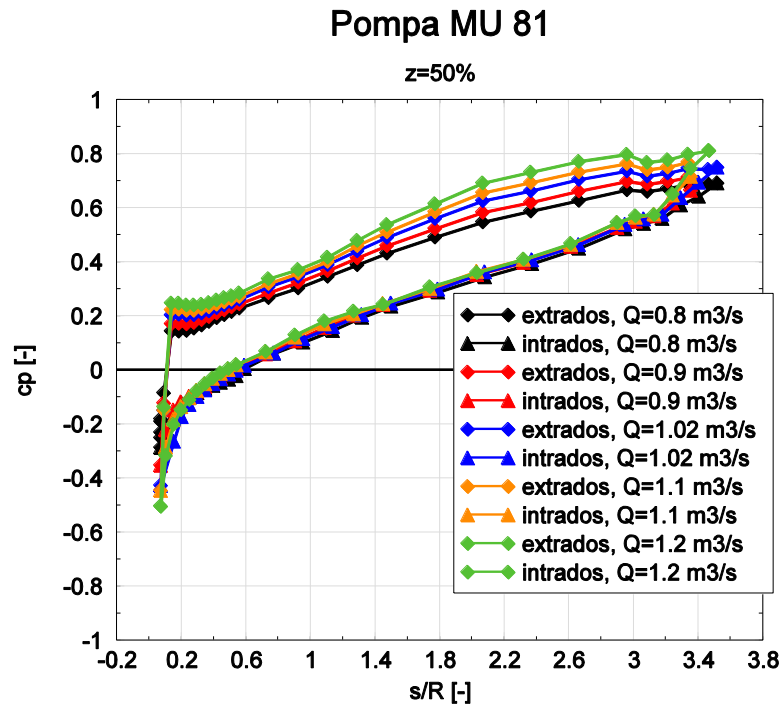


Figura 6.143. Distribuția coeficientului de presiune pe secțiunea mijlocie a paletelor de rotor MU 81, pentru cele cinci puncte de funcționare, curgere vâscoasă

Din analiza figurilor 6.140 – 6.143 reiese că pentru punctul de funcționare cu debit maxim, valoarea coeficientului de presiune are valoarea minimă cea mai scăzută dintre cele cinci puncte de funcționare analizate,  $c_p = -0.57$ . Rezultă că incidența în acest caz de funcționare este cea mai nefavorabilă, accelerarea curentului peste bordul de atac fiind cea mai pronunțată. Se observă, din figura 6.143, o creștere a încărcării paletelor rotorice pe măsură ce crește debitul.

## 6.5. Concluzii

În acest capitol s-a realizat investigația numerică a câmpului hidrodinamic din rotorul și din tronsonul de aspirație al pompei MU 81. Investigația numerică s-a făcut atât pentru curgerea lichidului ideal cât și a lichidului real, la cinci puncte de funcționare.

Din analiza distribuției coeficienților de viteză pe secțiunea de ieșire din rotor se desprind următoarele concluzii:

- Coeficientul componentei axiale a vitezei are o valoare aproximativ egală cu zero pentru toate punctele de funcționare analizate, deci nu există mișcări secundare, consumatoare de energie hidraulică, între inel și coroană
-

- Distribuția coeficientului componentei radiale a vitezei dezvăluie prezența unei structuri de tipul jet-dâră, la toate cele cinci puncte de funcționare analizate, atât pentru curgerea nevâscoasă cât și pentru curgerea vâscoasă.
- Din distribuția coeficientului componentei tangențiale a vitezei se observă faptul că valoarea maximă a acestui coeficient se întâlnește în zona centrală a secțiunii de ieșire, acolo unde se găsește și paletajul rotoric, iar structura distribuției acestui coeficient de viteză este similară pentru fiecare punct de funcționare analizat din cauza că debitul punctelor investigate variază cu  $\pm 17\%$  față de punctul optim.

Din analiza distribuției liniilor de curent se observă faptul că pentru rotorul pompei MU 81 la punctele de funcționare diferite de punctul optim apare o desprindere a curentului de lichid de pe extradadosul și intradosul paletelor. Acest lucru duce la o funcționare mai deficitară din punct de vedere energetic. De asemenea se observă faptul că liniile de curent nu urmăresc secțiunea medie a paletelor, ci sunt deviate înspre inel, pe extradados, și înspre coroană, pe intrados, lucru care infirmă ipotezele simplificatoare ale teoriei de proiectare clasică a paletajelor rotorice.

Analiza distribuției coeficienților de viteză pentru curgerea vâscoasă și nevâscoasă pe secțiunea de ieșire din tronsonul de aspirație al pompei MU 81 conduce la următoarele concluzii:

- Distribuția coeficientului de viteză axială este aproape uniformă pe secțiune, cu excepția zonei situate la valoarea unghiului  $\theta$  de  $180^\circ$ , unde apare o dâră hidrodinamică, datorită prezenței pereților despărțitori a celor două brațe de la aspirație
- Studiul distribuției coeficientului de viteză radială scoate în evidență prezența a două zone situate la valori ale unghiului  $\theta$  de  $30^\circ$  și  $330^\circ$  în apropierea peretelui interior, în care coeficientul este aproape zero din cauza faptului că se întâlnesc doi curenți de lichid ce au valori egale ale componenta radială a vitezei, dar de sens contrar.
- Din analiza distribuției coeficientului de viteză tangențială se observă o variație a coeficientului pe secțiune, din cauza formei speciale a tronsonului de aspirație, apărând două valori maxime, dar de semn contrar, la valori ale unghiului  $\theta$  de  $90^\circ$  și  $270^\circ$ .

S-a analizat și distribuția coeficientului de presiune în interiorul tronsonului de aspirație pentru cele cinci puncte de funcționare și s-a constatat că apare un câmp de presiune neuniform la intrarea în rotorul pompei MU 81, care se va reflecta în funcționarea energetică și cavitațională a acestuia. Pentru a studia hidrodinamica tronsonului de aspirație s-au injectat câte zece linii de curent în trei zone distincte ale suprafeței de intrare în tronson. Din distribuția acestor linii de curent s-a constatat că pentru liniile situate în planul din vecinătatea peretelui exterior, traiectoriile particulelor sunt simetrice față de planul  $xOz$  și sunt ghidate direct spre secțiunea diametral opusă zonei de intrare.

Distribuția coeficientului de presiune pentru rotorul de pompă MU 81 subliniază prezența unor valori minime pe intradosul paletelor în zona bordului de atac și în imediata lui vecinătate, atât înspre inel cât și înspre coroană. Valoarea coeficientului de presiune scade pe măsură ce debitul crește, indicând posibilitatea apariției fenomenului de cavitație în aceste zone ale paletelor. Pentru extradadosul paletelor se remarcă o încărcare uniformă a paletelor între inel și coroană, pentru toate cele cinci puncte investigate numeric, precum și o creștere a încărcării paletelor rotorice odată cu creșterea debitului.

## 7. Caracteristicile energetice ale pompei investigate

### 7.1. Calculul $\eta_h = f(Q)$ , $H = f(Q)$ , $M = f(Q)$ , $P_h = f(Q)$ și $P_{abs} = f(Q)$ la turație constantă

Înălțimea de pompare a rotorului se definește ca fiind diferența dintre energia mecanică specifică mediată pe secțiunea de ieșire din rotor și cea mediată pe secțiunea de intrare în rotor și se calculează cu relația, Ancușa, [5], Anton&Baya, [13], El Hajem, [33], Tamm et al., [110]:

$$H = \frac{P_{OUT\_rotor} - P_{IN\_rotor}}{\rho g} + \frac{v_{OUT\_rotor}^2 - v_{IN\_rotor}^2}{2g} + Z_{OUT\_rotor} - Z_{IN\_rotor} \quad (7.1)$$

Dacă se ține cont de expresia presiunii totale:

$$p_{tot} = p + \frac{\rho v^2}{2} \quad (7.2)$$

și de faptul că diferența de cote între intrare și ieșirea din rotorul pompei este nesemnificativă atunci expresia înălțimii de pompare se va putea scrie astfel:

$$H = \frac{P_{tot\_OUT\_rotor} - P_{tot\_IN\_rotor}}{\rho g} = \frac{\Delta P_{tot\_rotor}}{\rho g} \quad (7.3)$$

Pentru calculul valorii medii a presiunii pe secțiunea de intrare și pe cea de ieșire din rotor se va utiliza următoarea relație de calcul, Fluent, [35]:

$$P_{tot\_rotor} = \frac{\int p_{tot} \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n p_{tot\_i} \rho_i |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot d\vec{A}_i|} \quad (7.4)$$

În urma calculului numeric cuplat al câmpului de presiune și viteză pentru lichidul ideal și cel real, pentru un singur rotor al pompei MU 81, pentru cele cinci puncte de funcționare s-au obținut următoarele valori ale înălțimii de pompare:

Tabelul 7.1 – Înălțimea de pompare a unui rotor de pompă MU 81, rezultată în urma simulării numerice a curgerii vâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta P_{tot\_rotor}$ [Pa]	H [m]
1	0.8	1898184.03	193.495
2	0.9	1767963.21	180.22
3	1.02	1617906.24	164.924
4	1.1	1520409.55	154.985
5	1.2	1397149.79	142.421



Tabelul 7.2 – Înălțimea de pompare a unui rotor de pompă MU 81, rezultată în urma simulării numerice a curgerii nevâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta p_{tot\_rotor}$ [Pa]	H [m]
1	0.8	1985360.75	202.381
2	0.9	1964451.79	200.249
3	1.02	1664825.65	169.707
4	1.1	1587373.26	161.812
5	1.2	1478567.61	150.721

În figura 7.1 s-a reprezentat variația înălțimii de pompare pentru un rotor al pompei centrifuge MU 81 funcție de debitul caracteristic punctelor de funcționare analizate, pentru lichidul real și cel ideal:

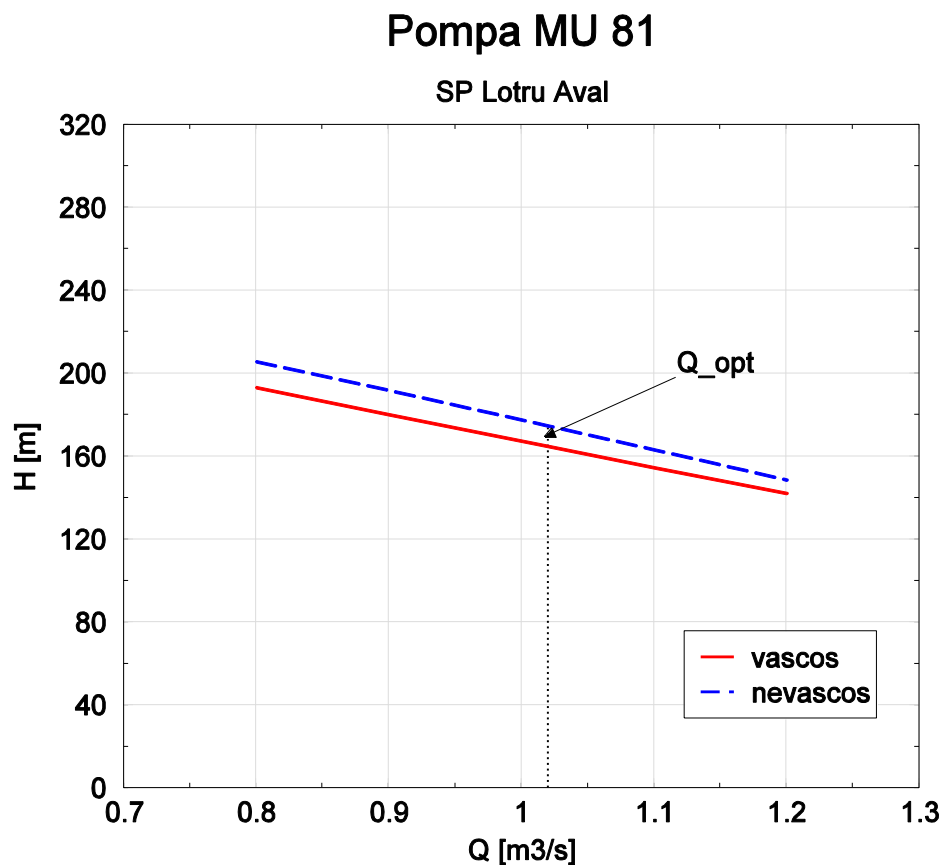


Figura 7.1. Variația înălțimii de pompare funcție de debit într-un rotor al pompei MU 81, curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din figura 7.1 se remarcă faptul că valorile obținute pentru înălțimea de pompare în urma simulării numerice a curgerii lichidului ideal sunt mai mari cu 3% decât cele rezultate din simularea numerică a curgerii fluidului real.

Momentul la arborele rotorului de pompă centrifugă reprezintă însumarea momentelor elementare pe suprafețele celor cinci palete de rotor date de forțele de presiune și cele vâscoase, în cazul simulării numerice a curgerii lichidului real, iar în cazul simulării numerice a curgerii fluidului ideal se va ține cont doar de forțele de presiune.

Pentru calculul momentului pe paleta rotorică se utilizează următoarea relație de calcul, Muntean, [69]:

$$M = \sum \vec{r} \times (p d\vec{S}) + \vec{r} \times \left( \mu \frac{dv}{dn} d\vec{S} \right) \quad (7.5)$$

unde  $p$  reprezintă presiunea pe paleta rotorică,  $n$  este versorul normalei la suprafața paletei în punctul considerat,  $r$  este vectorul de poziție al punctului de pe suprafața paletei rotorică,  $dS$  este aria elementului de suprafață al paletei asociat punctului de calcul, iar  $\mu$  este vâscozitatea.

Tabelul 7.3 - Momentul la arborele unui rotor de pompă MU 81, rezultat în urma simulării numerice a curgerii vâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	M [Nm]
1	0.8	10681.615
2	0.9	11192.18
3	1.02	11614.027
4	1.1	11798.867
5	1.2	11875.468

Tabelul 7.4 - Momentul la arborele unui rotor de pompă MU 81, rezultat în urma simulării numerice a curgerii nevâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	M [Nm]
1	0.8	10111.4
2	0.9	11255.525
3	1.02	10810.625
4	1.1	11116.13
5	1.2	11295.47

În figura 7.2 s-a reprezentat variația momentului la arborele unui rotor al pompei centrifuge MU 81 funcție de debitul caracteristic punctelor de funcționare analizate, pentru lichidul real și cel ideal:

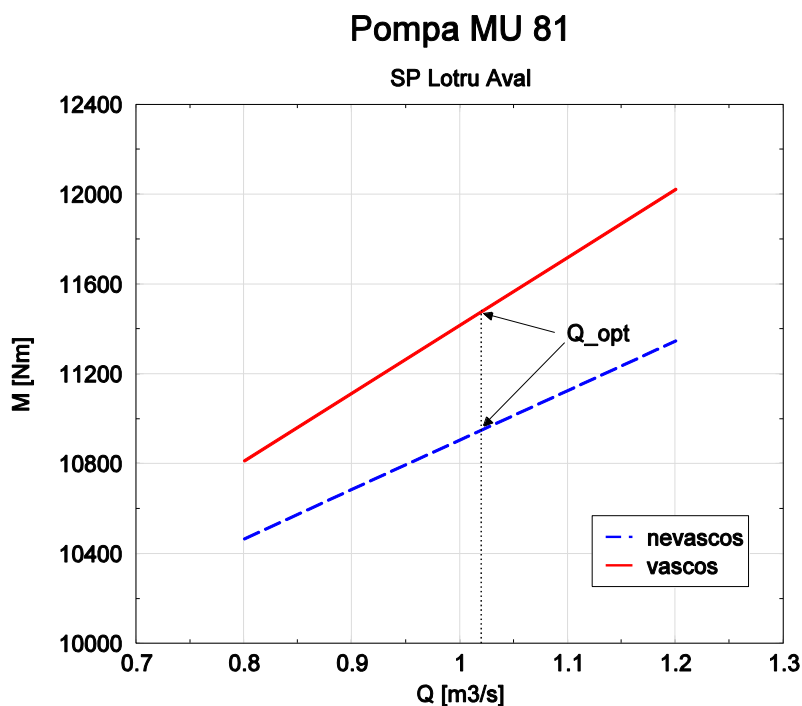


Figura 7.2. Variația momentului la arborele unui rotor funcție de debit pentru pompa MU 81, curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din figura 7.2 se remarcă faptul că valorile obținute pentru moment în urma simulării numerice a curgerii lichidului real sunt mai mari cu până la 5.5% decât cele rezultate din simularea numerică a curgerii fluidului ideal. Diferențele dintre valorile momentului corespunzătoare lichidului ideal și celui real sunt cauzate de faptul că simularea numerică a curgerii nevâscoase nu ia în calcul și forțele vâscoase ce apar pe suprafața paletelor rotorice, ci doar pe cele de presiune.

Puterea utilă reprezintă puterea transferată lichidului la trecerea acestuia prin rotorul pompei centrifuge și se calculează cu relația, Ancușa, [5], Anton & Baya, [13]:

$$P_u = \rho g Q H \quad (7.6)$$

În urma simulării numerice a curgerii ideale și a curgerii turbulente într-un singur rotor al pompei MU 81, pentru cele cinci puncte de funcționare, s-au obținut următoarele valori ale puterii utile:

Tabelul 7.5 – Puterea utilă a unui rotor de pompă MU 81, rezultată în urma simulării numerice a curgerii vâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	H [m]	P <sub>u</sub> [kW]
1	0.8	193.495	1518.547
2	0.9	180.22	1591.166
3	1.02	164.924	1650.264
4	1.1	154.985	1672.451
5	1.2	142.421	1676.579

Tabelul 8.6 – Puterea utilă a unui rotor de pompă MU 81, rezultată în urma simulării numerice a curgerii nevâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	H [m]	P <sub>u</sub> [kW]
1	0.8	202.381	1588.289
2	0.9	200.249	1768.007
3	1.02	169.707	1698.122
4	1.1	161.812	1746.111
5	1.2	150.721	1774.281

În figura 7.3 s-a reprezentat variația puterii utile a unui rotor al pompei centrifuge MU 81 funcție de debitul caracteristic punctelor de funcționare analizate, pentru lichidul real și cel ideal:

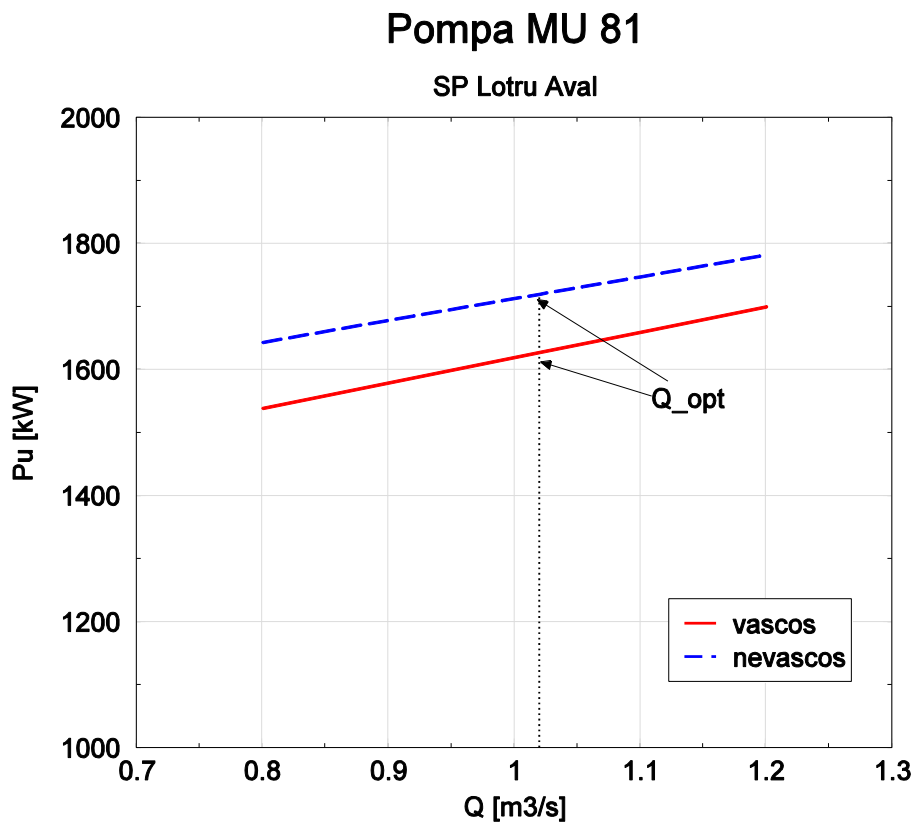


Figura 7.3. Variația funcție de debit a puterii utile a unui rotor pentru pompa MU 81, curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din figura 7.3 se remarcă faptul că valorile obținute pentru puterea utilă în urma simulării numerice a curgerii lichidului real sunt subevaluate cu 6% decât cele rezultate din simularea numerică a curgerii fluidului ideal. Această diferență apare din cauza subevaluării valorii înălțimii de pompare în cazul simulării numerice a curgerii lichidului ideal.

Puterea absorbită reprezintă puterea aplicată rotorului de pompă pentru a realiza pomparea lichidului și se calculează pe baza ecuației, Ancușa, [5], Anton&Baya, [13]:

$$P_{abs} = M\omega \quad (7.7)$$

Cu ajutorul valorilor vitezei unghiulare,  $\omega$ , și a momentului hidraulic calculat pentru lichidul ideal și cel real, pentru un singur rotor al pompei MU 81, pentru cele cinci puncte de funcționare s-au obținut următoarele valori ale puterii absorbite:

Tabelul 7.7 – Puterea absorbită de un rotor al pompei MU 81, rezultată în urma simulării numerice a curgerii vâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	M [Nm]	$\omega$ [rad/s]	P <sub>abs</sub> [kW]
1	0.8	10681.615	157.079	1677.857
2	0.9	11192.18		1758.056
3	1.02	11614.027		1824.319
4	1.1	11798.867		1853.354
5	1.2	11875.468		1865.386

Tabelul 7.8 – Puterea absorbită de un rotor al pompei MU 81, rezultată în urma simulării numerice a curgerii nevâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	M [Nm]	$\omega$ [rad/s]	P <sub>abs</sub> [kW]
1	0.8	10111.4	157.079	1588.295
2	0.9	11255.525		1768.013
3	1.02	10810.625		1698.129
4	1.1	11116.13		1746.117
5	1.2	11295.47		1774.288

În figura 7.4 s-a reprezentat variația puterii absorbite de un rotor al pompei centrifuge MU 81 funcție de debitul caracteristic punctelor de funcționare analizate, pentru lichidul real și cel ideal:

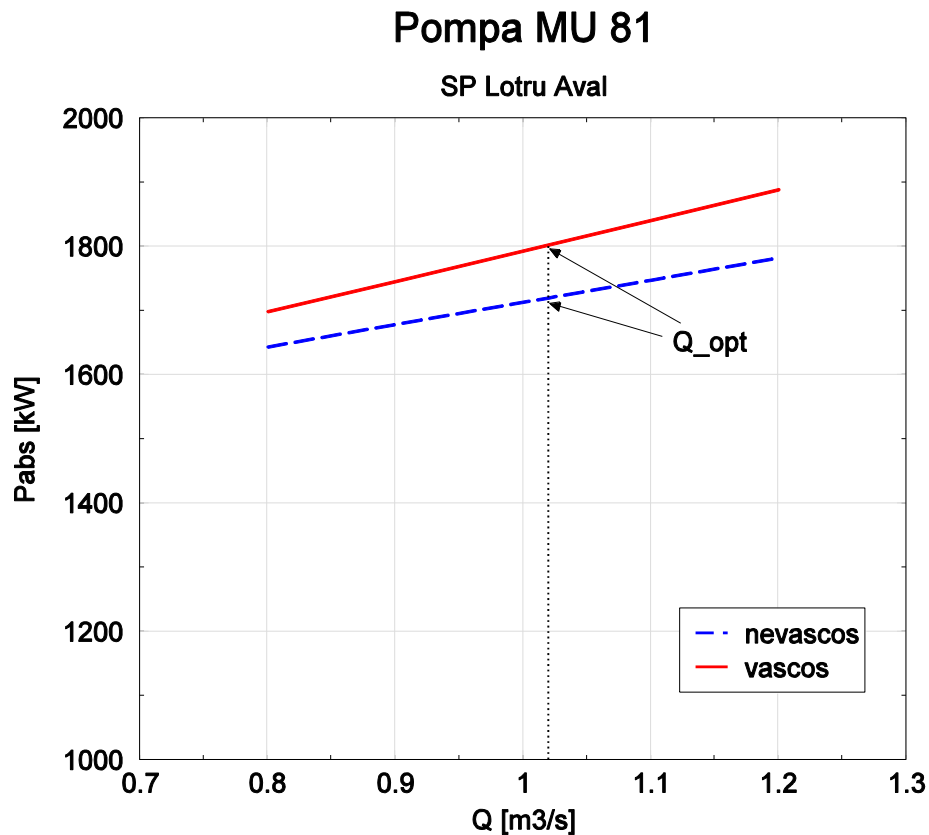


Figura 7.4. Variația funcție de debit a puterii absorbite de un rotor pentru pompa MU 81, curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din figura 7.4 se remarcă faptul că valorile obținute pentru puterea absorbită de un rotor al pompei MU 81 în urma simulării numerice a curgerii lichidului real sunt mai mari, cu 5.6% pentru debitul minim și cu 6.8% la debitul maxim, decât cele rezultate din simularea numerică a curgerii fluidului ideal. Diferența aceasta se datorează subevaluării momentului cinetic de către simularea numerică a curgerii nevâscoase.

Randamentul hidraulic reprezintă un parametru energetic important ce caracterizează funcționarea unei pompe centrifuge, el reprezintă estimarea cantitativă a eficienței transformării energetice din pompă și se calculează pe baza ecuației, Ancușă, [5], Anton&Baya, [13], Hirschi et al., [43]:

$$\eta_h = \frac{P_u}{P_{abs}} 100 \quad (7.8)$$

Utilizând valorile, determinate anterior, ale puterii utile și a celei absorbite, pentru un rotor al pompei MU 81, s-au obținut, pentru cele cinci puncte de funcționare, următoarele valori ale randamentului hidraulic:

Tabelul 7.9 – Randamentul hidraulic al unui rotor al pompei MU 81, rezultat în urma simulării numerice a curgerii vâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	P <sub>u</sub> [kW]	P <sub>abs</sub> [kW]	η <sub>h</sub> [%]
1	0.8	1518.547	1677.857	90.5
2	0.9	1591.166	1758.056	90.5
3	1.02	1650.264	1824.319	90.46
4	1.1	1672.451	1853.354	90.24
5	1.2	1676.579	1865.386	89.88

Tabelul 7.10 – Randamentul hidraulic al unui rotor al pompei MU 81, rezultat în urma simulării numerice a curgerii nevâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	P <sub>u</sub> [kW]	P <sub>abs</sub> [kW]	η <sub>h</sub> [%]
1	0.8	1588.289	1588.295	99.99
2	0.9	1768.007	1768.013	99.99
3	1.02	1698.122	1698.129	99.99
4	1.1	1746.111	1746.117	99.99
5	1.2	1774.281	1774.288	99.99

În figura 7.5 s-a reprezentat variația randamentului hidraulic al unui rotor al pompei centrifuge MU 81 funcție de debitul caracteristic punctelor de funcționare analizate, pentru lichidul real și cel ideal:

### Pompa MU 81

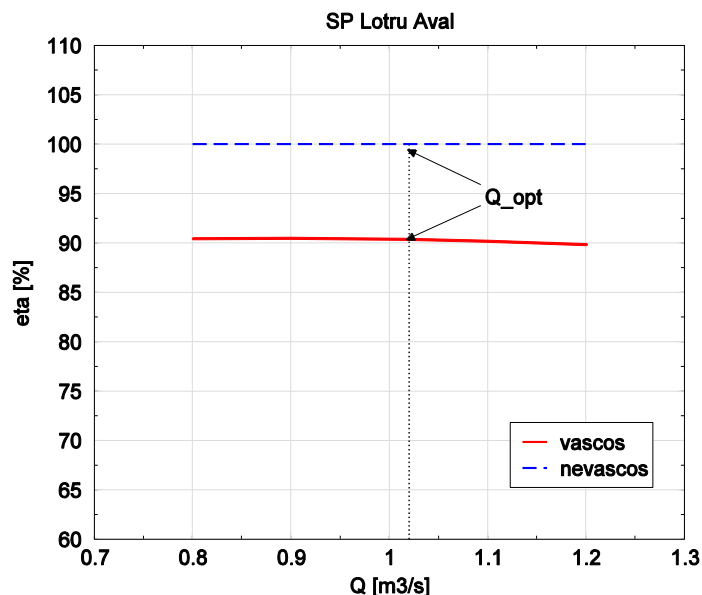


Figura 7.5. Variația funcție de debit a randamentului hidraulic al unui rotor pentru pompa MU 81, curgere vâscoasă și nevâscoasă

Din figura 7.5 se remarcă faptul că pentru punctele de funcționare caracterizate de debite mici, de până la 0.95 m<sup>3</sup>/s, diferențele între valorile

randamentului hidraulic pentru lichidul ideal și cel real sunt practic nule. Pe măsură ce debitul crește, diferențele cresc și ele din cauză că pierderile hidraulice devin tot mai însemnate, iar simularea numerică a curgerii nevâscoase nu ia în calcul aceste pierderi ce au un rol important în determinarea randamentului hidraulic al rotorului de pompă centrifugă.

## 7.2. Comparația dintre curbele energetice calculate și măsurate. Discuții.

Pe baza datelor rezultate în urma simulării numerice a curgerii vâscoase și nevâscoase pentru cele cinci puncte de funcționare ale unui rotor al pompei MU 81 ce echipează stația de pompare Lotru Aval și cu ajutorul mărimilor obținute în urma măsurătorilor experimentale se prezintă o comparație a curbelor energetice.

Măsurătorile experimentale au fost efectuate pe întreaga pompă, și nu doar pe un singur rotor așa cum s-a realizat simularea numerică a curgerii vâscoase și nevâscoase. Pentru a se realiza o comparație între curbele rezultate în urma modelării numerice a curgerii și punctele determinate experimental, s-a presupus că cei doi rotori ce alcătuiesc pompa centrifugă sunt identici și au aceleași performanțe energetice. Astfel valorile, rezultate în urma măsurătorilor experimentale, pentru înălțimea de pompare și puterea absorbită au fost înjumătățite, pentru a corespunde unui singur rotor.

Astfel în figura 7.6 s-a reprezentat variația înălțimii de pompare funcție de debit pentru un rotor al pompei MU 81.

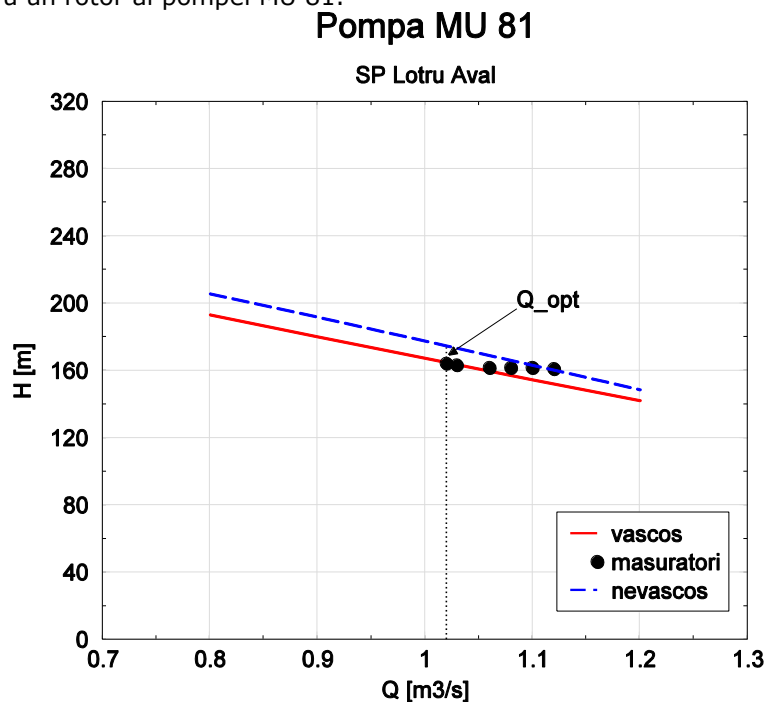


Figura 7.6. Variația înălțimii de pompare funcție de debit într-un rotor al pompei MU 81, curgere vâscoasă și nevâscoasă și măsurători experimentale, Anton et al., [14]



Din figura 7.6 se observă că există o bună suprapunere între curba rezultată în urma simulării numerice a curgerii vâscoase și punctele rezultate în urma măsurătorilor experimentale, îndeosebi în zona punctului optim de funcționare.

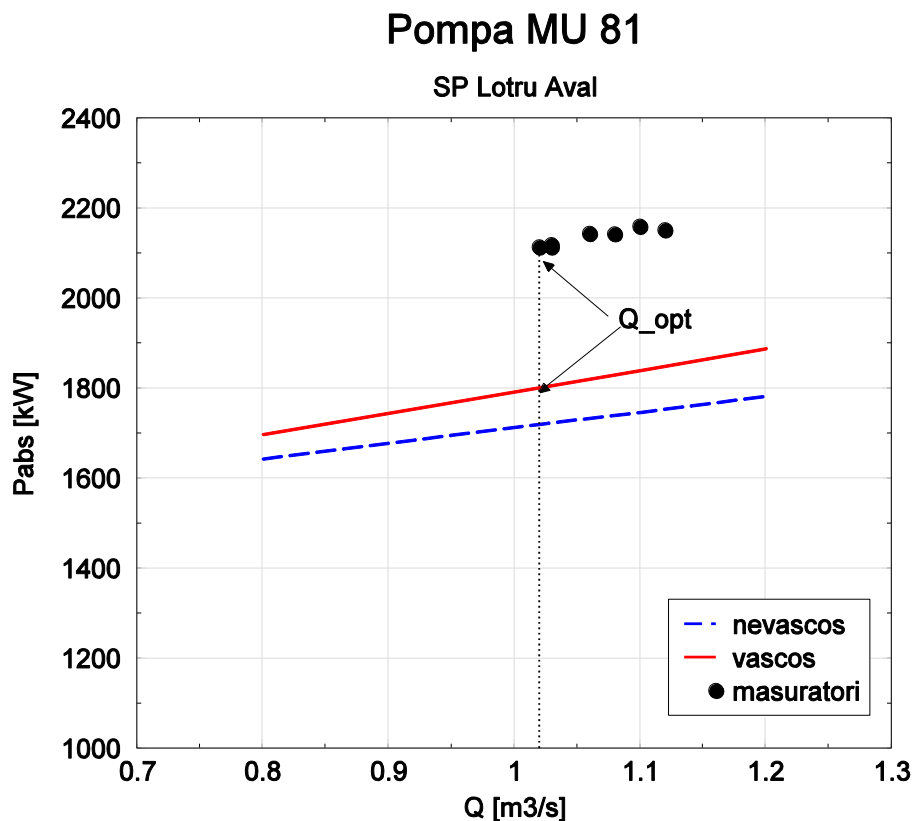


Figura 7.7. Variația funcție de debit a puterii absorbite de un rotor pentru pompa MU 81, curgere vâscoasă și nevâscoasă și măsurători experimentale, Anton et al., [14]

În figura 7.7 este reprezentată variația puterii absorbite de către un rotor al pompei centrifuge MU 81 funcție de debitul specific fiecărui punct de funcționare. Se observă că între datele rezultate în urma simulării numerice a curgerii vâscoase și nevâscoase și datele experimentale există o diferență apreciabilă. Mărimile rezultate din modelarea numerică a curgerii au valori mai mici decât cele determinate prin măsurători, lucrul acesta se întâmplă deoarece simularea numerică nu poate cuantifica toată puterea absorbită de pompă. Spre exemplu, simularea numerică nu poate determina puterea absorbită necesară pentru a compensa pierderile mecanice ce apar în lagărele ce echipază pompa centrifugă, precum și pierderile hidraulice ce apar în camera spirală a pompei, care nu a fost investigată numeric.

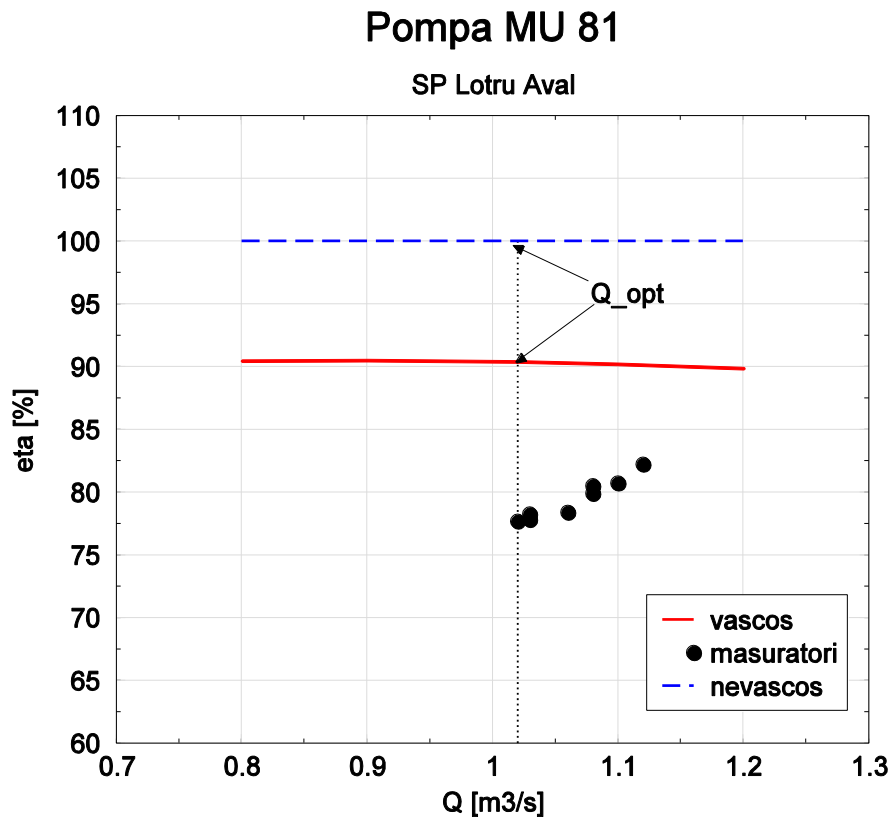


Figura 7.8. Variația funcție de debit a randamentului hidraulic al unui rotor pentru pompa MU 81, curgere vâscoasă și nevâscoasă și măsurători experimentale, Anton et al., [14]

În figura 7.8 este descrisă variația randamentului hidraulic funcție de debit pentru un rotor al pompei MU 81. Reiese că între curbele determinate în urma simulării numerice a curgerii vâscoase și nevâscoase și mărimile determinate în urma măsurătorilor experimentale există o diferență destul de pronunțată, valorile randamentului rezultate din simularea numerică fiind supraevaluate față de cele experimentale. Această diferență se datorează faptului că randamentul determinat de măsurătorile experimentale reprezintă randamentul total al pompei, pe când randamentul rezultat din simularea numerică este doar randamentul hidraulic al unui rotor de pompă, care reprezintă doar o componentă din randamentul total. Pe de altă parte faptul că simularea numerică nu poate cuantifica toate puterea absorbită de întreaga pompă reprezintă o altă cauză a diferențelor apărute între valorile numerice și cele experimentale.

## 8. Calculul pierderilor hidraulice în pompa centrifugă MU 81

### 8.1. Pierderile hidraulice în conducta de la aspirație

Pentru calculul pierderilor hidraulice ce apar la curgerea apei prin conducta de aspirație se utilizează ecuația transferului energiei mecanice scrise între suprafața de intrare și ieșire din conductă și care are următoarea formă, Ancușa, [5], Idelcik, [46]:

$$\frac{P_{IN\_asp}}{\rho g} + \frac{v_{IN\_asp}^2}{2g} + z_{IN\_asp} = \frac{P_{OUT\_asp}}{\rho g} + \frac{v_{OUT\_asp}^2}{2g} + z_{OUT\_asp} + \sum h_{p\_asp} \quad (8.1)$$

unde  $P_{IN\_asp}$  și  $P_{OUT\_asp}$  reprezintă presiunile statice corespunzătoare apei în secțiunile de intrare respectiv ieșire din conducta de la aspirație,  $v_{IN\_asp}$  și  $v_{OUT\_asp}$  reprezintă vitezele apei corespunzătoare secțiunilor de intrare respectiv ieșire din conducta de la aspirație,  $z_{IN\_asp}$  și  $z_{OUT\_asp}$  reprezintă distanțele corespunzătoare secțiunilor de intrare respectiv ieșire din conducta de la aspirație până la un plan de referință, iar  $\sum h_{p\_asp}$  reprezintă suma pierderilor hidraulice de pe conducta de aspirație.

Reiese că pentru a calcula pierderile hidraulice corespunzătoare conductei de aspirație se va folosi următoarea relație de calcul:

$$\sum h_{p\_asp} = \frac{P_{IN\_asp} - P_{OUT\_asp}}{\rho g} + \frac{v_{IN\_asp}^2 - v_{OUT\_asp}^2}{2g} + z_{IN\_asp} - z_{OUT\_asp} \quad (8.2)$$

Se observă că dacă:

$$P_{tot} = p + \frac{\rho v^2}{2} \quad (8.3)$$

atunci relația (8.2) se poate rescrie sub forma:

$$\sum h_{p\_asp\_numeric} = \frac{P_{tot\_IN\_asp} - P_{tot\_OUT\_asp}}{\rho g} + z_{IN\_asp} - z_{OUT\_asp} \quad (8.4)$$

Aceste pierderi hidraulice se vor adimensionaliza prin raportare la înălțimea de pompare a unui singur rotor al pompei MU 81,  $H$ , înălțime caracteristică fiecărui punct de funcționare analizat numeric și calculat în capitolul anterior cu relația (7.3). Astfel relația (8.4) va deveni:

$$\frac{\sum h_{p\_asp\_numeric}}{H} = \frac{P_{tot\_IN\_asp} - P_{tot\_OUT\_asp}}{\rho g H} + \frac{Z_{IN\_asp} - Z_{OUT\_asp}}{H} \quad (8.5)$$

Pentru calculul valorii presiunii medii pe suprafața de intrare,  $P_{tot\_IN\_asp}$ , și de ieșire,  $P_{tot\_OUT\_asp}$  din conducta de aspirație se utilizează relația (7.4).

Din analiza geometriei conductei de aspirație a rezultat următoarea valoare pentru diferența distanțelor de la intrarea, respectiv ieșirea din conducta de aspirație până la planul de referință, plan de referință ce a fost ales ca planul ce trece prin axa de simetrie a suprafeței de intrare:

$$Z_{IN\_asp} - Z_{OUT\_asp} = 0.542m \quad (8.6)$$

În urma aplicării relațiilor de calcul prezentate anterior s-au obținut următoarele valori pentru pierderile hidraulice specifice fiecărui punct de funcționare investigat numeric, valori ce au fost centralizate în tabelul 8.1:

Tabelul 8.1 – Pierderile hidraulice pentru conducta de aspirație a pompei MU 81, investigată numeric

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	H [m]	$\Delta P_{tot\_asp}$ [Pa]	$\frac{\sum h_{p\_asp\_numeric}}{H}$ [-]
1	0.8	193.495	1554.812	0.000819
2	0.9	180.22	1942.285	0.001098
3	1.02	164.924	2463.089	0.001522
4	1.1	154.985	2841.674	0.001869
5	1.2	142.421	3351.203	0.002398

Pe lângă pierderile hidraulice calculate pe tronsonul de aspirație investigat numeric s-au mai calculat, cu o metodă semiempirică, și pierderile hidraulice ce apar pe restul tronsonului de aspirație, ce nu a fost modelat numeric. Așa cum se poate observa în figura 5.4, tronsonul de aspirație mai conține un cot și o vană plană, elemente care constituie rezistențe hidraulice locale. În calculul pierderilor hidraulice s-a ținut cont și de pierderile hidraulice locale apărute la intrarea în conductă, precum și de pierderile hidraulice longitudinale. Caracteristicile geometrice și coeficienții de pierderi hidraulice, aleși conform Idelcik, [46], pentru partea de tronson de aspirație care a fost calculată cu o metodă semiempirică sunt redată în tabelul 8.2:

Tabelul 8.2 – Caracteristicile geometrice și coeficienții de pierderi hidraulice pentru tronsonul de aspirație care a fost investigat cu o metodă semiempirică

L [m]	D [m]	$\lambda$ [-]	$\zeta_i$ [-]	$\zeta_c$ [-]	$\zeta_v$ [-]
8	0.8	0.035	0.52	1.3	4.7

unde  $L$  este lungimea conductei,  $D$  este diametrul conductei,  $\lambda$  este coeficientul de pierderi hidraulice longitudinale,  $\zeta_i$  coeficientul de pierderi hidraulice locale la intrarea în conductă,  $\zeta_c$  este coeficientul de pierderi hidraulice locale al cotului, iar  $\zeta_v$  este coeficientul de pierderi hidraulice locale al vanei plane.

Pentru calculul pierderilor hidraulice longitudinale s-a folosit următoarea relație de calcul, Idelcik, [46]:

$$h_{p_{long}} = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (8.7)$$

Iar pentru a calcula pierderile hidraulice datorate rezistențelor hidraulice locale s-a utilizat ecuația, Idelcik, [46]:

$$h_{p_{loc}} = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (8.8)$$

Pentru a calcula suma pierderilor hidraulice cu această metodă semiempirică se utilizează relația:

$$\frac{\sum h_{p\_asp\_calcul}}{H} = \frac{h_{p_{long}} + h_{p_{vana}} + h_{p_{cot}} + h_{p_{intrare}}}{H} \quad (8.9)$$

Aplicând relațiile de calcul (8.7), (8.8) și (8.9) pentru cele cinci puncte de funcționare ale pompei MU 81 s-au obținut următoarele valori pentru pierderile hidraulice, valori ce au fost centralizate în tabelul 7.3:

Tabelul 8.3 - Pierderile hidraulice calculate pentru conducta de aspirație a pompei MU 81, care nu a fost investigată numeric

Nr. crt.	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$h_{p_{long}}$ [m]	$h_{p_{vană}}$ [m]	$h_{p_{cot}}$ [m]	$h_{p_{intrare}}$ [m]	$\frac{\sum h_{p\_asp\_calcul}}{H}$ [-]
1	0.8	0.04519	0.60679	0.16784	0.06713	0.00458
2	0.9	0.05719	0.76797	0.21242	0.08497	0.00623
3	1.02	0.07346	0.98641	0.27284	0.10914	0.00874
4	1.1	0.08543	1.14721	0.31731	0.12693	0.01082
5	1.2	0.10167	1.36528	0.37763	0.15105	0.01401

Valorile totale ale pierderilor hidraulice pe întreg traseul de la aspirația pompei MU 81 se obțin prin însumarea celor două valori ale pierderilor, obținute numeric și prin calculul semiempiric, și sunt redată în tabelul 8.4:

Tabelul 8.4 - Pierderile hidraulice pentru întreg traseul de aspirație al pompei MU 81

Nr. crt.	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$H$ [m]	$\frac{\sum h_{p\_asp\_numeric}}{H}$ [-]	$\frac{\sum h_{p\_asp\_calcul}}{H}$ [-]	$\frac{\sum h_{p\_asp\_tot}}{H}$ [-]
1	0.8	193.495	0.000819	0.00458	0.00540
2	0.9	180.22	0.001098	0.00623	0.00733
3	1.02	164.924	0.001522	0.00874	0.01026
4	1.1	154.985	0.001869	0.01082	0.01269
5	1.2	142.421	0.002398	0.01401	0.01641

În figura 8.1 s-a reprezentat variația pierderilor hidraulice totale pe întreg traseul de aspirație funcție de debitul caracteristic punctelor de funcționare analizate:

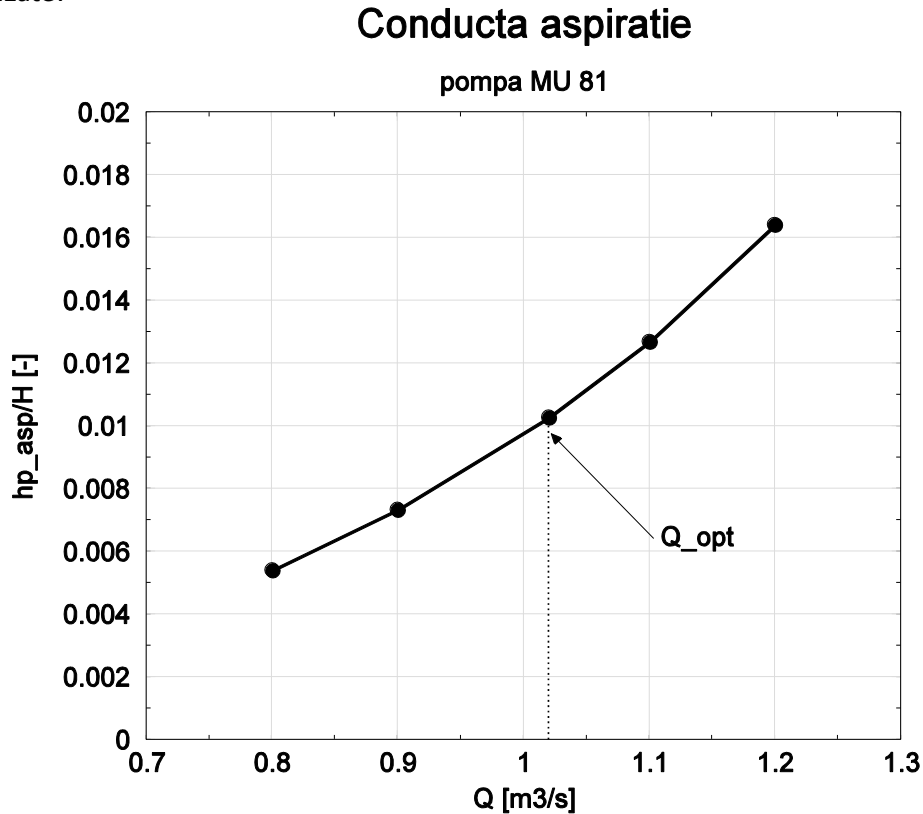


Figura 8.1. Evoluția pierderilor hidraulice pe întreg traseul de aspirație al pompei MU 81 funcție de debit

Se observă faptul că pe măsură ce debitul de apă, ce tranzitează conducta de aspirație, crește, se înregistrează și o creștere corespunzătoare a pierderilor hidraulice.

## 8.2. Pierderile hidraulice în rotorul pompei centrifuge

Pentru calculul pierderilor hidraulice în rotorul pompei centrifuge se pornește de la următoarea relație între puterea hidraulică și cea mecanică, Ancușă, [5], Miloș, [62]:

$$P_m = P_h + P_p \quad (8.10)$$

unde  $P_m$  reprezintă puterea mecanică transmisă rotorului pompei de către motorul electric de acționare,  $P_h$  reprezintă puterea hidraulică transmisă apei la trecerea prin rotorul pompei, iar  $P_p$  semnifică puterea pierdută.

Din (8.10) rezultă că puterea pierdută se va determina cu relația:

$$P_p = P_m - P_h \quad (8.11)$$

Puterea mecanică transmisă rotorului se calculează cu ecuația, Ancușa, [5], Miloș, [62]:

$$P_m = M\omega \quad (8.12)$$

unde  $M$  reprezintă momentul forței la arborele rotorului de pompă, iar  $\omega$  este viteza unghiulară și are următoarea expresie:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (8.13)$$

în care  $n$  reprezintă turația rotorului de pompă centrifugă exprimată în rot/min. Puterea hidraulică transmisă apei de către rotor se exprimă astfel, Ancușa, [5], Miloș, [62]:

$$P_h = \rho g Q H \quad (8.14)$$

Puterea pierdută se mai poate scrie și astfel, Ancușa, [5], Miloș, [62]:

$$P_p = \rho g Q \sum h_{p\_rotor} \quad (8.15)$$

Din relațiile (8.12) – (8.14) rezultă că:

$$\rho g Q \sum h_{p\_rotor} = M\omega - \rho g Q H \quad (8.16)$$

Deci se va putea scrie că:

$$\sum h_{p\_rotor} = \frac{M\omega}{\rho g Q} - H \quad (8.17)$$

Dacă se va împărți expresia (8.17) cu  $H$  pentru a se adimensionaliza se va obține:

$$\frac{\sum h_{p\_rotor}}{H} = \frac{M\omega}{\rho g Q H} - 1 \quad (8.18)$$

unde

$$\frac{M\omega}{\rho g Q H} = \frac{1}{\eta_{h\_rotor}} \quad (8.19)$$

în care  $\eta_{h\_rotor}$  reprezintă randamentul hidraulic al rotorului de pompă centrifugă.

Din (8.18) și (8.19) rezultă că:

$$\frac{\sum h_{p\_rotor}}{H} = \frac{1}{\eta_{h\_rotor}} - 1 \quad (8.20)$$

unde  $H$  reprezintă înălțimea de pompare calculată cu relația (7.3), iar  $\eta_{h\_rotor}$  este randamentul hidraulic al unui rotor calculat cu relația (7.8).

În urma simulării numerice a curgerii turbulente vâscoase într-un rotor de pompă centrifugă MU 81 pentru cele 5 puncte de funcționare investigate s-au obținut următoarele valori ale pierderilor hidraulice centralizate în tabelul 8.5:

Tabelul 8.5 – Pierderile hidraulice pentru un rotor al pompei MU 81

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s ]	H [m]	M [Nm]	$\omega$ [rad/s]	$\frac{\sum h_{p\_rotor}}{H}$ [-]
1	0.8	193.495	10681.615	157.079	0.10491
2	0.9	180.22	11192.18		0.10488
3	1.02	164.924	11614.027		0.10547
4	1.1	154.985	11798.867		0.10817
5	1.2	142.421	11875.468		0.11261

În figura 8.2 s-a reprezentat variația pierderilor hidraulice într-un rotor al pompei centrifuge MU 81 funcție de debitul caracteristic punctelor de funcționare analizate:

### Pompa MU 81

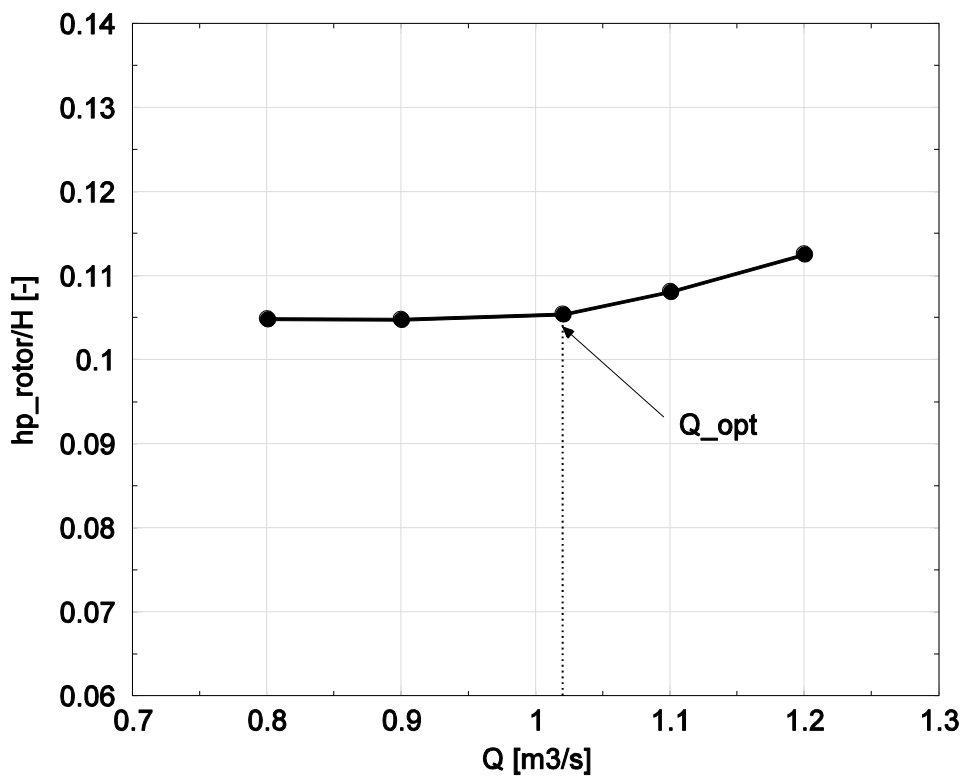


Figura 8.2. Evoluția pierderilor hidraulice în rotorul pompei MU 81 funcție de debit

Se observă faptul că pe măsură ce debitul de apă ce trece prin rotor crește, se înregistrează și o creștere corespunzătoare a pierderilor hidraulice.



## 9. Caracteristicile de cavitație ale pompei MU 81

### 9.1. Introducere

Fenomenul de cavitație este prezent în pompele centrifuge, cu toate efectele sale. Destinația pompei, respectiv domeniul de funcționare impune gradul de dezvoltare cavitațională sau cu alte cuvinte cavitația industrială. Unele pompe trebuie să funcționeze complet fără cavitație și anume cele ce pompează produse alimentare, unde se interzice cu desăvârșire depunerea particulelor solide erodate cavitațional. Alte pompe, cum este și pompa MU 81, pot funcționa în stadii avansate de cavitație sau chiar supercavitație.

Condițiile de aspirație, respectiv energia specifică a curentului de la intrarea în rotor, sunt cele ce determină atingerea unor presiuni minime pe paletele rotorice, egale cu presiunea de vaporizare,  $p_v$ , a lichidului pompat. Condițiile de la aspirație, respectiv cota de instalare a pompei, favorizează apariția sau dezvoltarea cavitației în pompă, precum și a supercavitației.

Fenomenul de cavitație reprezintă fenomenul de formare și surpare bruscă a cavităților, umplute cu vapori, într-un curent de lichid. Cavitățile cu vapori sunt formate în zonele în care presiunea lichidului scade la presiunea de vaporizare, așa cum se arată de către Anton, [7], și Brennen, [29]. Acestea sunt antrenate de către curent și se surpă apoi în aval, odată cu creșterea presiunii. Aceste cavități pot lua forma bulelor, vârtejurilor, pungilor, norilor, pânzelor. În pompe cavitația începe de regulă la intrarea în rotor pe palete, dar poate apărea și în alte locuri cum ar fi bordul de fugă al paletelor difuzorului.

Surparea bulelor de vapori, care rezultă prin cavitație, este însoțită de conversia energiei cinetice în energia de presiune, conducând la apariția unor lovituri de berbec pe suprafețele solide învecinate, Anton, [7]. Acestea pot crea eforturi de oboseală în material, deformații plastice și dislocarea de particule de material din pereții solizi. Aceste efecte sunt cunoscute ca eroziuni cavitaționale. Pe lângă aceste efecte apar și altele și anume:

- zgomote și vibrații
- căderea sarcinii de pompare
- scăderea randamentului

### 9.2. Definierea, calculul coeficientului de incipiență a cavitației $\sigma_i$ (definiția în $c_p$ ) și trasarea curbei de cavitație $\sigma_i = f(Q)$

Dacă se utilizează relația (9.1) de definiție a coeficientului de presiune

$$c_p = \frac{P_{rotor} - P_{IN\_rotor}}{\rho g H} \quad (9.1)$$

se observă faptul că pentru curgerea lichidului incompresibil în interiorul unui domeniu rotorice mărginit de frontiere solide, acest coeficient de presiune este o funcție doar de geometria domeniului și de numărul Reynolds. Este important de

remarcat că, în absența fenomenului de cavitație, viteza lichidului și coeficientul de presiune sunt independente de nivelul de presiune. Astfel, spre exemplu, o modificare a presiunii de la intrare va duce la o modificare corespunzătoare a întregului câmp de presiuni, astfel încât coeficientul de presiune nu va fi afectat. Rezultă că, în orice curgere cu un anumit câmp de viteze, geometrie a domeniului de curgere și număr Reynolds, va fi o zonă specifică în care presiunea,  $p_{rotor}$ , atinge o valoare minimă, iar diferența dintre această presiune minimă,  $p_{rotor\_min}$ , și presiunea de la intrarea în domeniul rotor,  $p_{IN\_rotor}$ , se poate exprima astfel, Anton, [7], Brennen, [29]:

$$c_{p\_min} = \frac{p_{rotor\_min} - p_{IN\_rotor}}{\rho g H} \quad (9.2)$$

unde  $c_{p\_min}$  este un număr negativ care este funcție doar de geometria pompei și de numărul Reynolds. Dacă valoare coeficientului  $c_{p\_min}$  se poate determina teoretic sau experimental, atunci se poate stabili valoarea presiunii de la intrare la care apare incipiența cavitațională,  $p_{IN\_rotor\_i}$  presupunând că acest lucru se întâmplă atunci când  $p_{rotor\_min} = p_v$  Anton, [7], Brennen, [29]:

$$p_{IN\_rotor\_i} = p_v + \rho g H (-c_{p\_min}) \quad (9.3)$$

În mod tradițional, se utilizează câțiva parametri adimensionali pentru evaluarea apariției fenomenului de cavitație. Probabil parametrul cel mai utilizat dintre aceștia este numărul de cavitație,  $\sigma$ , care se definește astfel, Anton, [7], Brennen, [29]:

$$\sigma = \frac{p_{IN\_rotor} - p_v}{\rho g H} \quad (9.4)$$

Evident, fiecare curgere are o valoare proprie a acestui coeficient,  $\sigma$ , fie că e prezent sau nu fenomenul de cavitație. Există însă o valoare specifică a acestui coeficient  $\sigma$ , care corespunde cazului când presiunea de la intrare,  $p_{IN\_rotor}$ , devine egală cu presiunea de incipiență cavitațională,  $p_{IN\_rotor\_i}$  și poartă numele de coeficient de incipiență a cavitației,  $\sigma_i$ , și se calculează cu relația, Anton, [7], Brennen, [29]:

$$\sigma_i = \frac{p_{IN\_rotor\_i} - p_v}{\rho g H} \quad (9.5)$$

Dacă incipiența cavitației are loc atunci când  $p_{rotor\_min} = p_v$ , din relația (9.3) și (9.5) rezultă conform Anton, [7]:

$$\sigma_i = -c_{p\_min} = \left( \frac{v_{max}}{v_{IN}} \right)^2 - 1 = k_{p\_max} \quad (9.6)$$

unde  $k_{p\_max}$  reprezintă coeficientul vitezei maxime.

Rezultă că pentru determinarea coeficientului de incipiență cavitațională se pot desprinde concluzii utile din distribuția de presiuni sau de viteze pe conturul paletei.

În urma simulării numerice a curgerii monofazice în rotorul de pompă centrifugă MU 81, pentru cele cinci puncte de funcționare, utilizând ecuația (9.6) și ținând cont de valorile minime ale coeficientului de presiune pe paleta rotorică,  $c_{p\_min}$ , calculate în capitolul anterior cu relația (6.7) s-au obținut următoarele valori ale coeficientului de incipiență a cavitației redate în tabelul 9.1 și figura 9.1.

Tabelul 9.1 – Coeficientul de incipiență a cavității pentru un rotor de pompă MU 81, rezultat în urma simulării numerice a curgerii monofazice vâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	$C_{p\_min}$ [-]	$\sigma_i$ [-]
1	0.8	-0.374	0.374
2	0.9	-0.424	0.424
3	1.02	-0.472	0.472
4	1.1	-0.503	0.503
5	1.2	-0.614	0.614

### Pompa MU 81

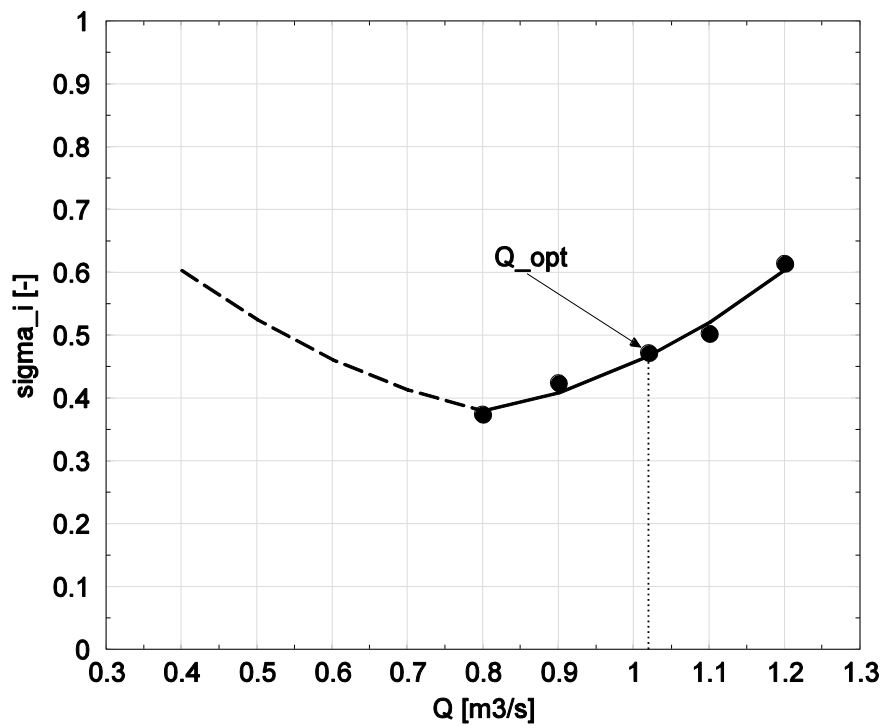


Figura 9.1. Variația coeficientului de incipiență a cavității funcție de debit într-un rotor al pompei MU 81, curgere monofazică vâscoasă

Din figura 9.1 se observă faptul că, pentru cele cinci puncte de funcționare investigate numeric, pe măsură ce debitul crește, se produce și o creștere a coeficientului de incipiență a cavității. Cu linie punctată s-a trasat evoluția coeficientului  $\sigma_i$  pentru debite mai mici decât cel mai mic debit investigat numeric.

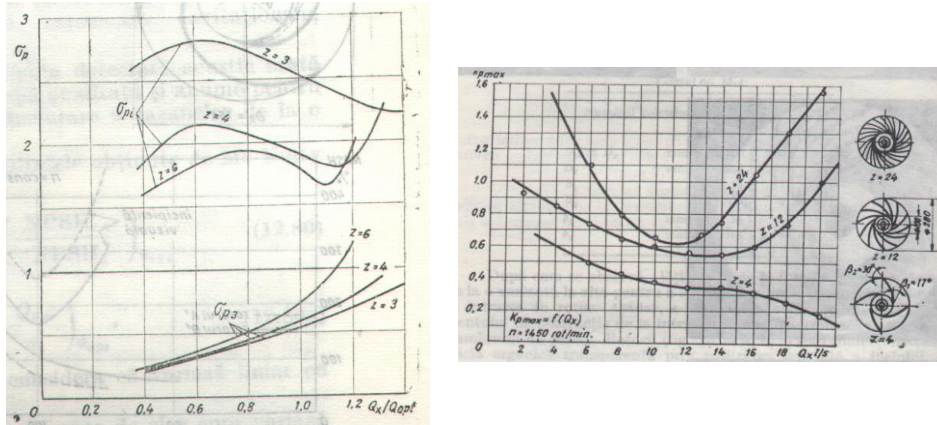


Figura 9.2. Variația coeficientului de incipiență a cavității funcție de debit pentru diverse tipuri de rotoți de pompă centrifugă, Anton, [7]

Analizând figura 9.2 care prezintă rezultatele obținute de către Anton, [7], în urma măsurătorilor experimentale pe mai multe tipuri de pompe centrifuge, la care diferă numărul de palete, se poate observa că rezultatele obținute în urma simulării numerice și prezentate în figura 9.1 sunt în concordanță cu rezultatele experimentale.

Van Os, [112], figura 9.3, prezintă o comparație a rezultatelor obținute în urma simulării numerice cu cele ale măsurătorilor experimentale, în ceea ce privește valoarea coeficientului de incipiență a cavității pentru o pompă radial-axială, figura 9.3:

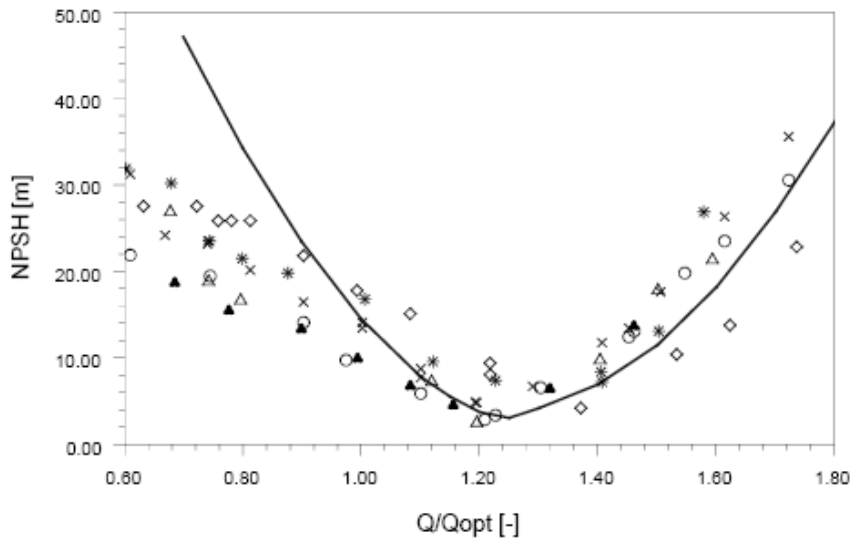


Figura 9.3. Variația coeficientului de incipiență a cavității funcție de debit într-un rotor de pompă, măsurat și numeric, van Os, [112]

Comparând curba prezentată în figura 9.3 cu cea obținută pentru pompa MU 81, figura 9.1, se observă o bună concordanță.

### 9.3. Definirea $NPSH_c$ și trasarea curbei $NPSH_c = f(Q)$

Parametrul  $NPSH_c$  (Net Positive Suction Head Required) reprezintă înălțimea de aspirație netă pozitivă cerută de pompă și are expresia următoare, Anton, [7]:

$$NPSH_c = \left( \frac{P_{IN\_rotor}}{\rho g} + \frac{v_{IN\_rotor}^2}{2g} \right) - \frac{P_{rotor}}{\rho g} \quad (9.7)$$

unde  $P_{IN\_rotor}$  și  $v_{IN\_rotor}$  se calculează utilizând relația (6.8), iar valoarea presiunii  $P_{rotor}$  rezultă din soluționare numerică a câmpului de presiuni și viteze.

Așadar  $NPSH_c$  reprezintă suprapresiunea totală măsurată la flanșa de la intrarea în pompă, față de presiunea minimă ce apare pe suprafața paletelor într-un punct.

Se remarcă faptul că parametrul  $NPSH_c$  este o caracteristică a pompei, el depinde de geometria acesteia, de cinematica și hidrodinamica curentului și variază cu debitul și turația mașinii. Curba  $NPSH_c = f(Q)$  exprimă dependența dintre  $NPSH_c$  (parametrul de cavitație) al pompei și geometria, respectiv hidrodinamica mașinii. Aceasta este curba de cavitație a pompei (interioară).

Zonele de pe paleta rotorică în care parametrul  $NPSH_c$  are valori maxime, sunt zone în care valoarea presiunii este minimă și drept urmare e posibilă apariția fenomenului de cavitație. În figurile următoare se va prezenta și analiza distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe intradosul și extradados paletelor rotorice a pompei MU 81 pentru cele cinci puncte de funcționare investigate numeric.

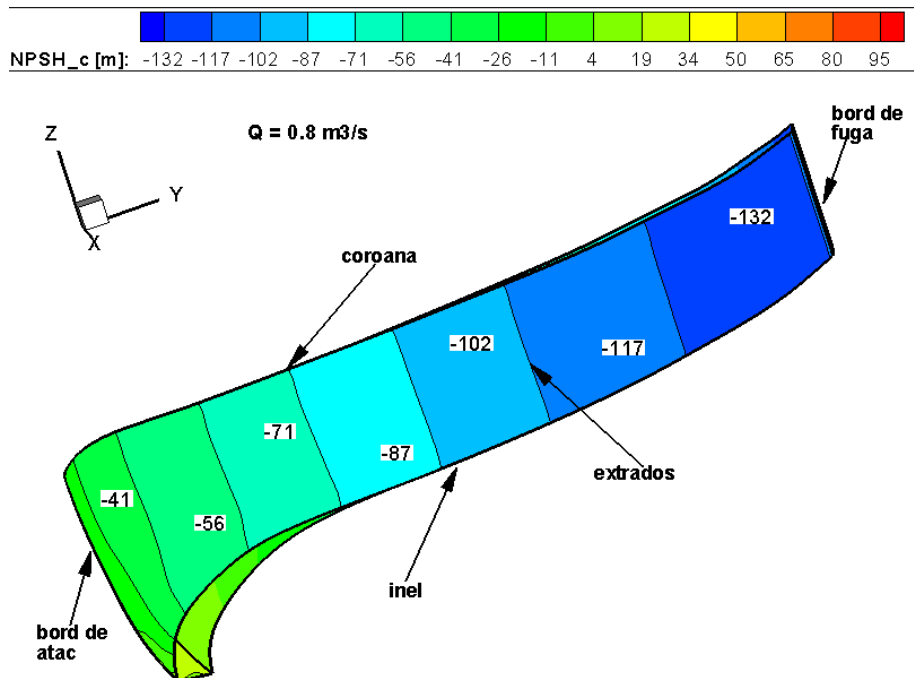


Figura 9.3. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe extradados paletelor rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$

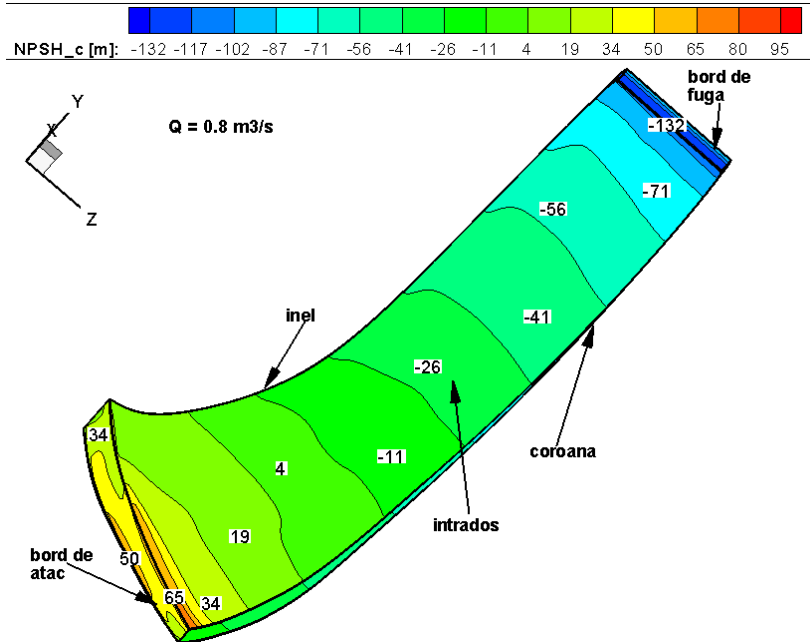


Figura 9.4. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe intradosul paletelor rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$

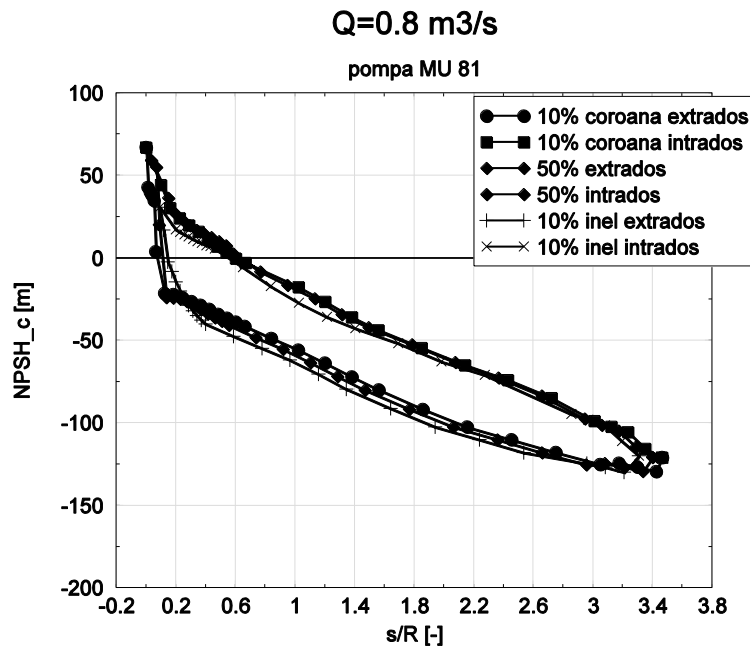


Figura 9.5. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe trei secțiuni ale paletelor rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$   
 Analizând figurile 9.3 – 9.5 se observă că valoarea maximă a coeficientului  $NPSH_c$  este de 75.93 m și se regăsește pe intradosul paletelor în apropierea bordului

de atac. Din figura 9.5 reiese că distribuția coeficientului  $NPSH_c$  este aproape identică pe toate cele trei secțiuni de analiză.

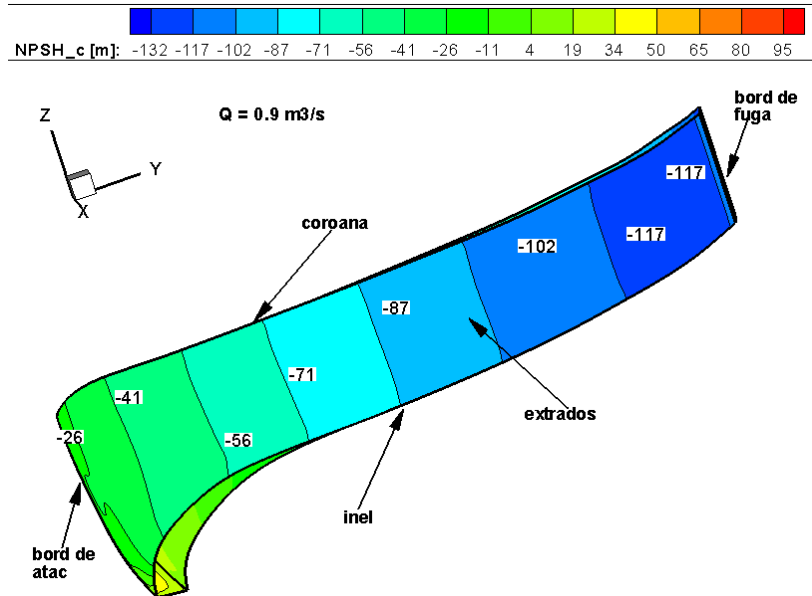


Figura 9.6. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe extradosul paletelor rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$

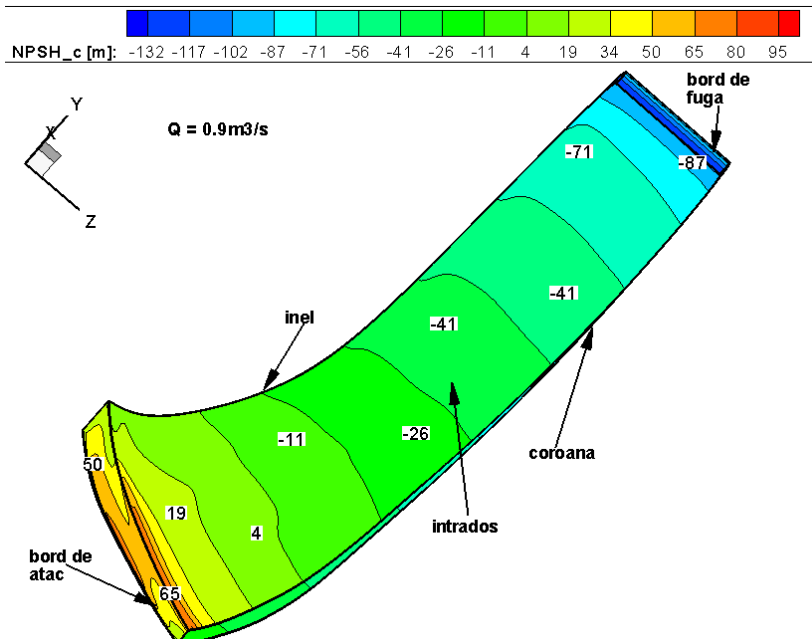


Figura 9.7. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe intradosul paletelor rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$

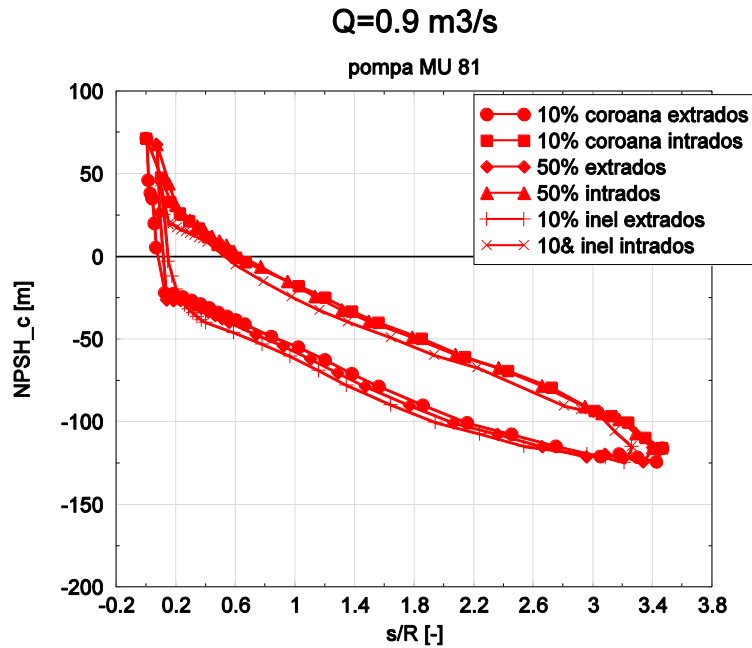


Figura 9.8. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe trei secțiuni ale paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$

Din figurile 9.6 – 9.8 reiese că, pentru debitul  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , valoarea maximă a coeficientului  $NPSH_c$  este de 80.97 m și se întâlnește pe intradosul paletii în apropierea bordului de atac.

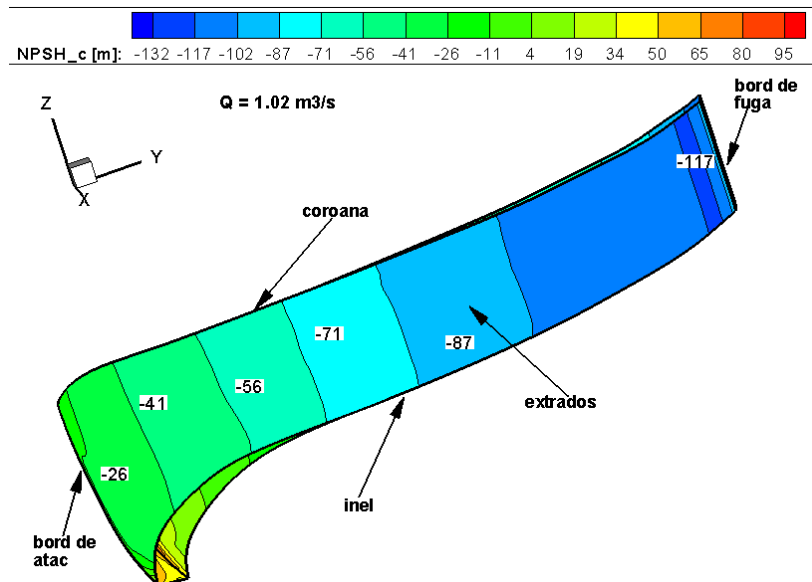


Figura 9.9. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe extradosul paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$



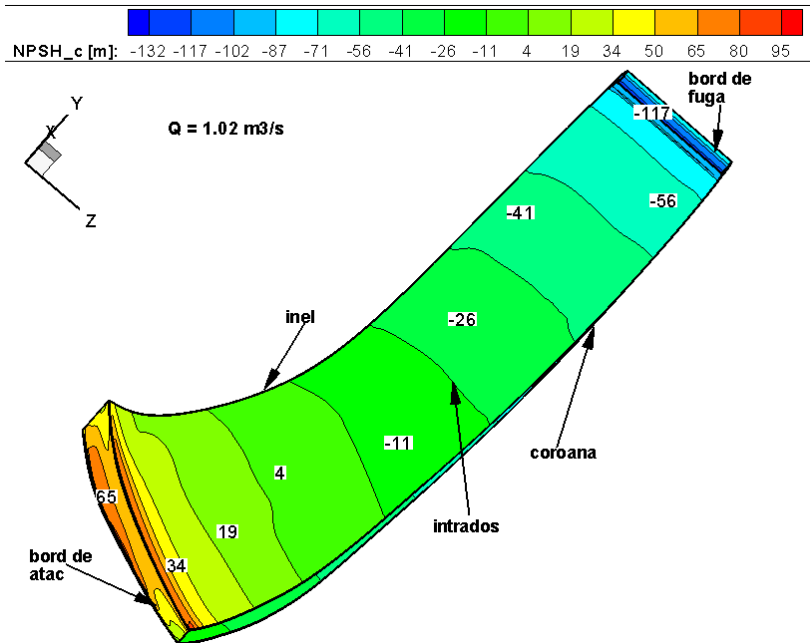


Figura 9.10. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe intradosul paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$

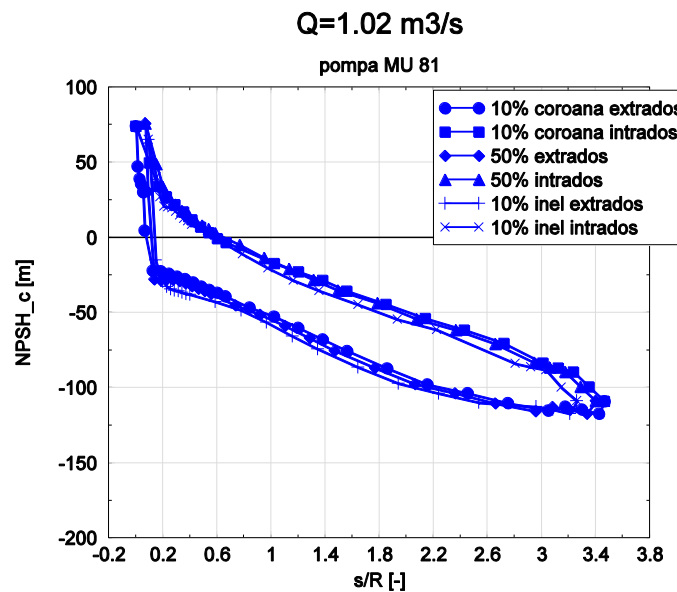


Figura 9.11. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe trei secțiuni ale paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$

Analizând figurile 9.09 – 9.11, care prezintă distribuția coeficientului  $NPSH_c$  la punctul optim de funcționare, reiese că valoarea maximă a coeficientului  $NPSH_c$  este de 83.71 m și se întâlnește pe intradosul paletii în apropierea bordului de atac.

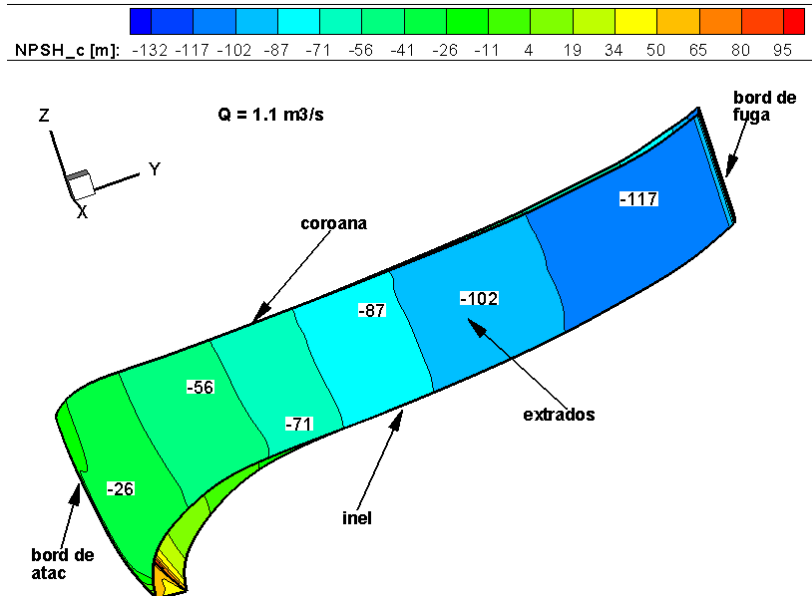


Figura 9.12. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe extradosul paletei rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$

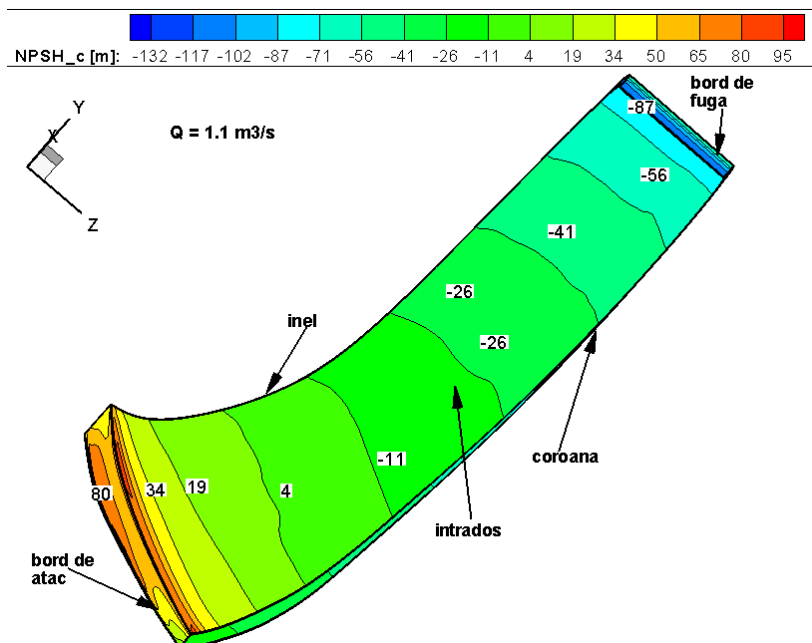


Figura 9.13. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe intradosul paletei rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$

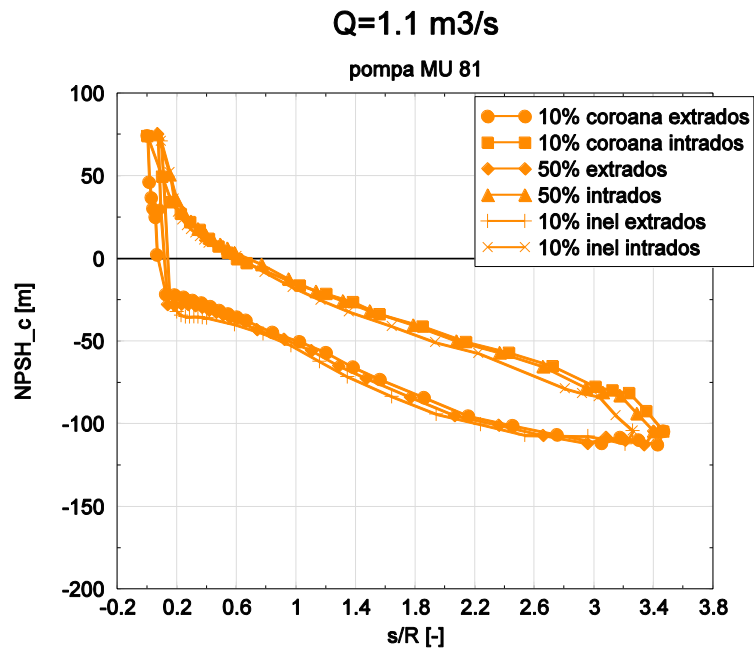


Figura 9.14. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe trei secțiuni ale paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$

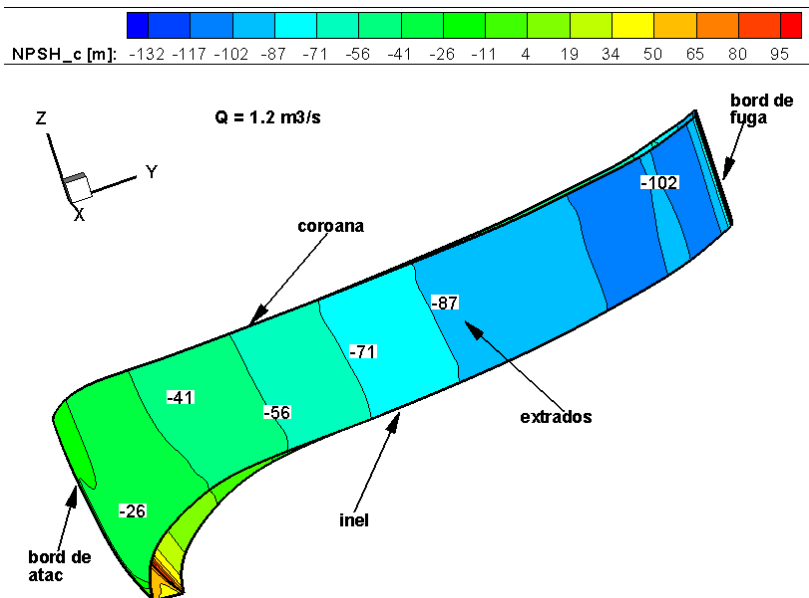


Figura 9.15. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe extradosul paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$

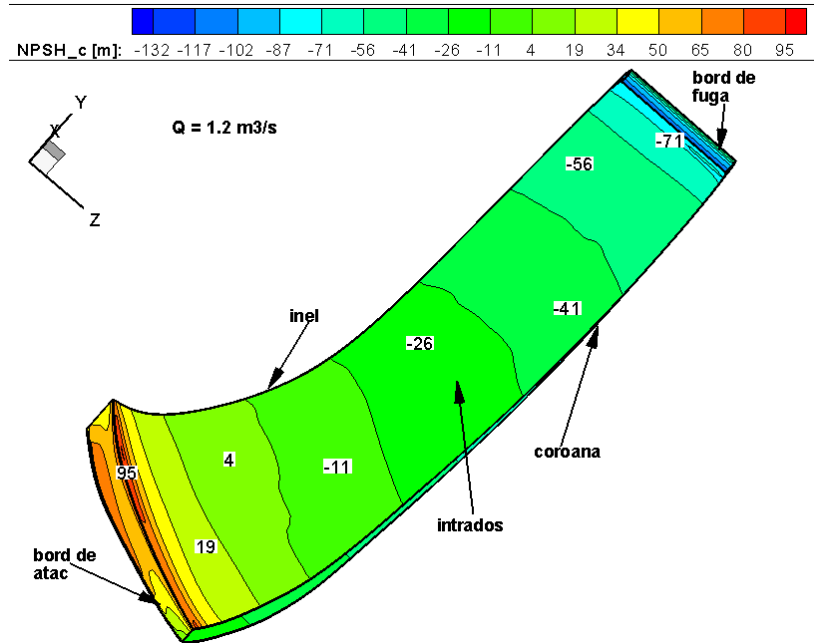


Figura 9.16. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe intradosul paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$

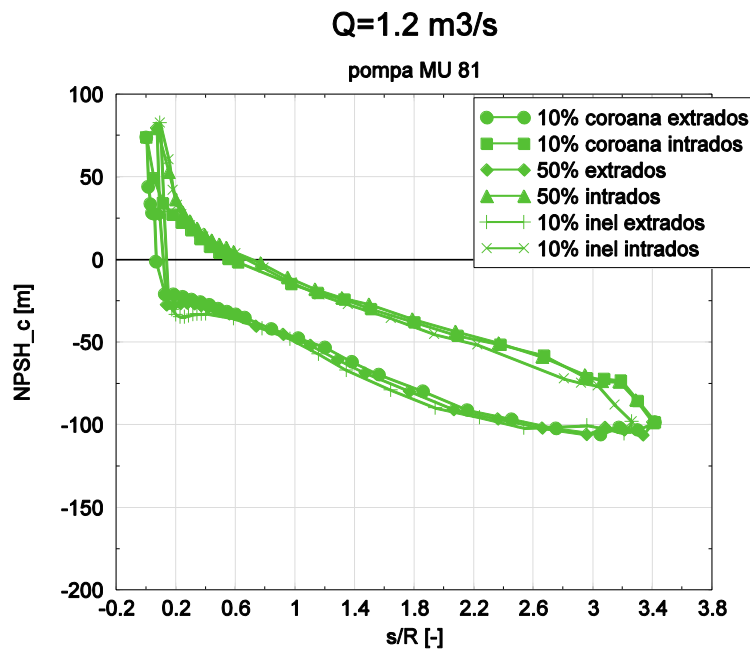


Figura 9.17. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe trei secțiuni ale paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$

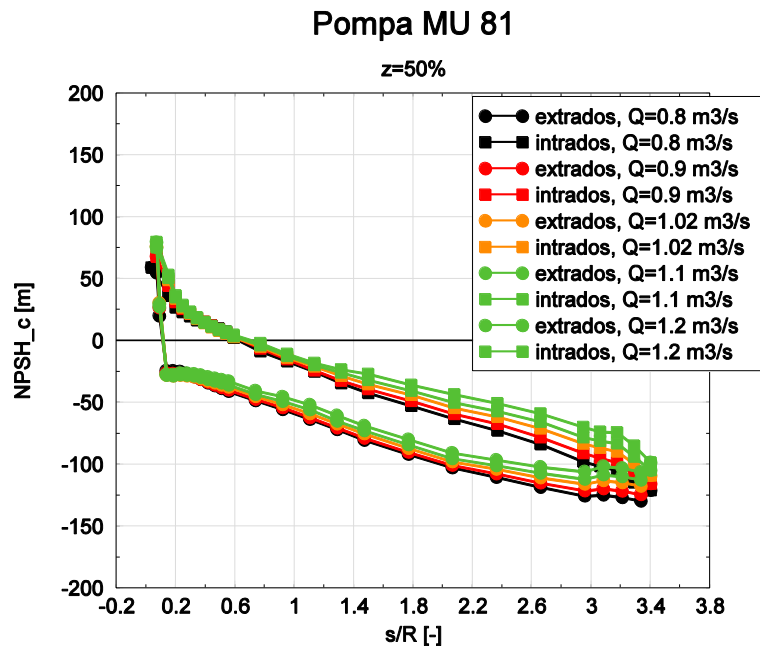


Figura 9.18. Distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe secțiunea mijlocie a paletii rotorice pentru pompa MU 81, curgere monofazică vâscoasă, pentru cele cinci puncte de funcționare

Din analiza figurilor 9.3 – 9.18 reiese că, pentru toate cele cinci puncte de funcționare analizate, pe extradosul paletii rotorice valoarea parametrului  $NPSH_c$  este negativă ceea ce indică faptul că presiunea este mai mare decât presiunea de la intrare.

Studiind distribuția parametrului  $NPSH_c$  pe intradosul paletii rotorice se observă că valorile parametrului  $NPSH_c$  devin pozitive în vecinătatea bordului de atac, ceea ce înseamnă că valoarea presiunii în aceste zone este mai mică decât presiunea de la intrare în rotor. Aceste valori cresc pe măsură ce crește și debitul, ajungând la un maxim de 95.55 m la debitul  $Q = 1.2$  m<sup>3</sup>/s. De asemenea se extinde și suprafața de pe intrados pe care parametrul  $NPSH_c$  are valoare maximă. Se constată că valorile maxime ale acestui parametru se întâlnesc în vecinătatea bordului de atac, aceste zone fiind zone de sensibilitate la cavitație.

Din modelarea numerică a curgerii monofazice în rotorul de pompă MU 81 au rezultat următoarele valori maxime ale parametrului  $NPSH_c$  pentru cele cinci puncte de funcționare investigate:

Tabelul 9.2 – Parametrul  $NPSH_c$  pentru un rotor de pompă MU 81, rezultat în urma simulării numerice a curgerii monofazice vâscoase

Nr. crt.	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$NPSH_c$ [m]
1	0.8	75.93
2	0.9	80.97
3	1.02	83.71
4	1.1	84.68
5	1.2	95.55

## Pompa MU 81

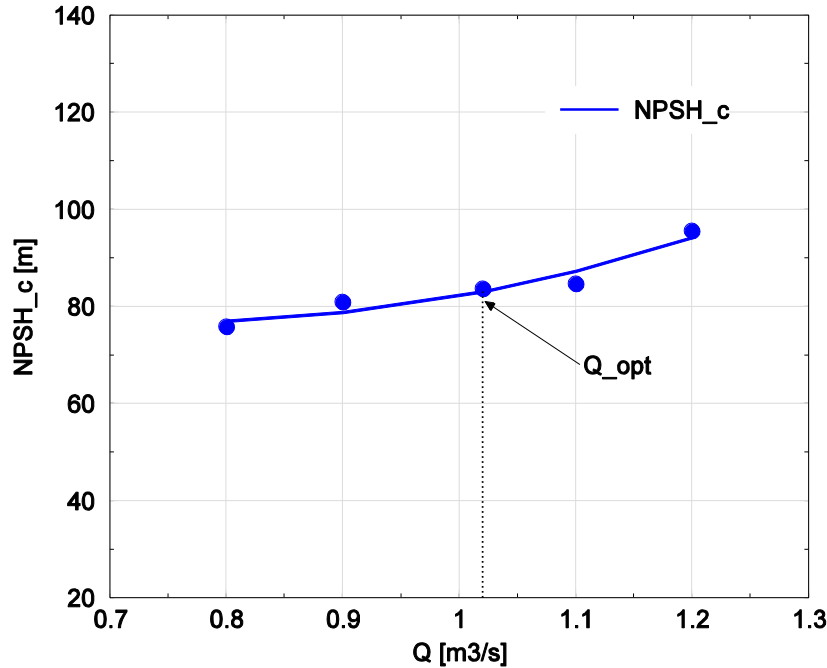


Figura 9.19. Variația parametrului  $NPSH_c$  funcție de debit într-un rotor al pompei MU 81, curgere monofazică vâscoasă

Reiese din analiza distribuției parametrului  $NPSH_c$  prezentată în figura 9.3 faptul că acesta are o tendință crescătoare pe măsură ce crește și debitul pompat.

### 9.4. Definirea $NPSH_d$ și trasarea curbei $NPSH_d = f(Q)$

Parametrul  $NPSH_d$  (Net Positive Suction Head Available) reprezintă înălțimea de aspirație netă pozitivă disponibilă la flanșa de la intrarea în pompă și are expresia următoare, Anton, [7]:

$$NPSH_d = \left( \frac{p_{IN\_rotor}}{\rho g} + \frac{v_{IN\_rotor}^2}{2g} \right) - \frac{p_v}{\rho g} \quad (9.8)$$

$NPSH_d$  reprezintă presiunea totală la flanșa de la intrarea în pompă raportată la presiunea de vaporizare,  $p_v$ .

Dacă se aplică ecuația lui Bernoulli scrisă între suprafața liberă a apei din lacul de la aspirație și intrarea în rotorul pompei, atunci relația (9.8) se poate scrie astfel:

$$NPSH_d = \frac{p_{atm}}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} - H_{gs} - \sum h_{p\_asp} \quad (9.9)$$

unde  $p_{atm}$  reprezintă presiunea atmosferică și este egală cu 101325 Pa,  $p_v$  este presiunea de vaporizare și este egală cu 2367 Pa,  $H_{gs}$  este înălțimea de aspirație și  $\sum h_{p\_asp}$  sunt pierderile hidraulice de pe traseul de aspirație și au fost calculate în capitolul 8. Deoarece stația de pompare în care se găsește rotorul de pompă investigat numeric se află amplasată la baza barajului ce are o înălțime de 42 m, și cum înălțimea de aspirație se definește, conform Anton, [7], ca și cota de instalare a pompei în raport cu nivelul lichidului de pompat din bazinul de la aspirație, se va considera că  $H_{gs} = -42$  m.

Se observă faptul că parametrul  $NPSH_d$  depinde numai de parametrii caracteristici rețelei de la aspirația pompei și că se poate calcula cu ușurință. Curba  $NPSH_d = f(Q)$  exprimă dependența dintre parametrul de cavitație al instalației și parametrii acesteia și se numește curba de cavitație a instalației.

Din modelarea numerică a curgerii monofazice în rotorul de pompă MU 81 au rezultat următoarele valori ale parametrului  $NPSH_d$  pentru cele cinci puncte de funcționare investigate:

Tabelul 9.3 – Parametrul  $NPSH_d$  pentru un rotor de pompă MU 81, rezultat în urma simulării numerice a curgerii monofazice vâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\sum h_{p\_asp}$ [m]	$NPSH_d$ [m]
1	0.8	1.045	51.073
2	0.9	1.321	50.798
3	1.02	1.693	50.425
4	1.1	1.967	50.151
5	1.2	2.337	49.781

### Pompa MU 81

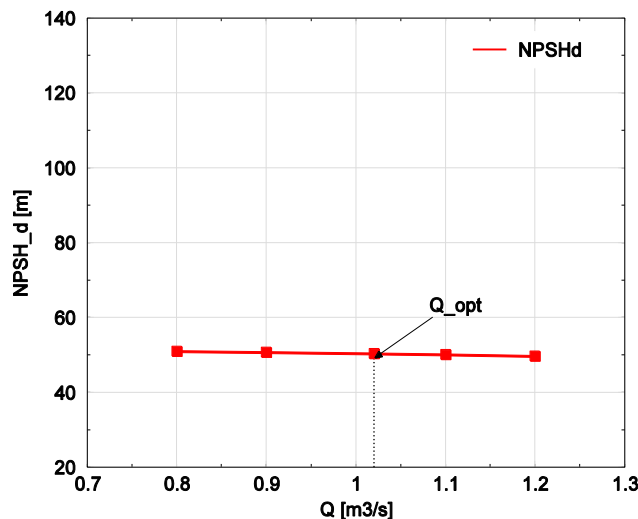


Figura 9.20. Variația parametrului  $NPSH_d$  funcție de debit într-un rotor al pompei MU 81, curgere monofazică vâscoasă

Figura 9.20 subliniază faptul că parametrul  $NPSH_d$  are o tendință descrescătoare pe măsură ce crește debitul pompat, din cauză că are loc o creștere a pierderilor hidraulice pe tronsonul de aspirație. Variația parametrului  $NPSH_d$  nu este foarte mare deoarece debitul variază doar cu  $\pm 17\%$  față de valoarea debitului optim.

### 9.5. Suprapunerea curbelor de cavitație $NPSH_c = f(Q)$ și $NPSH_d = f(Q)$ . Discuții.

Din analiza suprapunerii curbelor interioare și exterioare de cavitație rezultă o delimitare a domeniilor de lucru ale pompei cu funcționare normală de cele cu funcționare în cavitație. Concluzie deosebit de importantă care ajută la cunoașterea comportării în lucru a pompei.

Conform Anton, [7], se pot întâlni următoarele situații în funcționarea unei pompe centrifuge:

- $NPSH_d > NPSH_c$  ( $p_{min} > p_v$ ), funcționarea pompei este fără cavitație
- $NPSH_d = NPSH_c$  ( $p_{min} = p_v$ ), este incipiența cavitației
- $NPSH_d < NPSH_c$  ( $p_{min} < p_v$ ), este cavitația ușor dezvoltată, denumită industrială
- $NPSH_d \ll NPSH_c$  ( $p_{min} \ll p_v$ ), pompa funcționează în supercavitație

Situațiile de funcționare a unei pompe centrifuge, prezentate mai sus, sunt redată în figura 9.21.

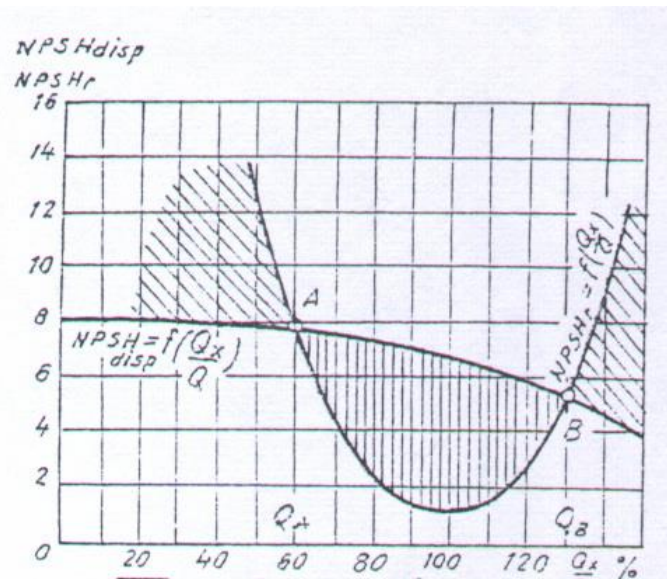


Figura 9.21. Curbele de cavitație interioare și exterioare pentru o pompă centrifugă, Anton, [7]

În figura 9.22 s-a realizat suprapunerea celor două curbe de cavitație obținute din modelarea numerică a curgerii monofazice vâscoase în rotorul de pompă MU 81.



## Pompa MU 81

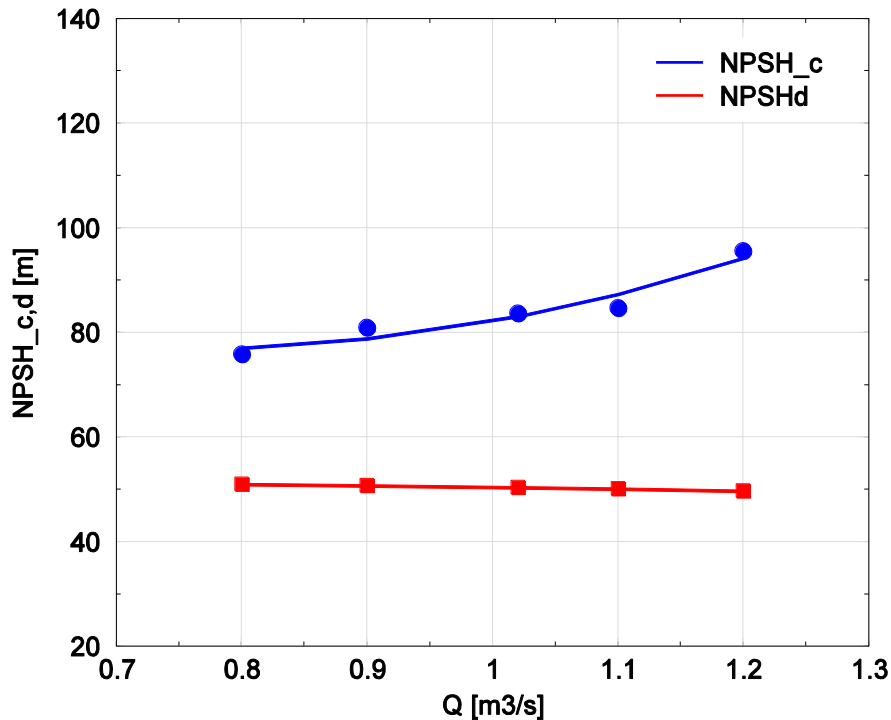


Figura 9.22. Curbele de cavitație interioare și exterioare pentru rotorul pompei MU 81

Din analiza suprapunerii curbelor de cavitație prezentate în figura 9.22 rezultă că pentru rotorul pompei MU 81 valoarea coeficientului  $NPSH_c$  este mai mare decât cea a coeficientului  $NPSH_d$  pentru toate cele cinci puncte de funcționare analizate numeric. Rezultă că pompa funcționează în cavitație slab dezvoltată numită și industrială pentru întreg domeniul de funcționare analizat. Funcționarea îndelungată în cavitație industrială duce la înrăutățirea caracteristicilor energetice ale pompei și la erodarea cavitațională a paletelor rotorice, care poate duce într-un final la fisurarea și chiar ruperea paletelor.

Drept urmare este necesară fie o reproiectare a rotorului de pompă astfel încât să se evite apariția fenomenului de cavitație, fie proiectarea și montarea unui impulsor care să ducă la o creștere a presiunii la intrarea în rotorul pompei și astfel să se evite funcționarea în cavitație.

Faptul că pompa funcționează în cavitație pentru toate cele cinci puncte de funcționare investigate numeric va fi subliniat și de rezultatele analizei curgerii bifazice ce vor fi prezentate în capitolul următor.

## 10. Calculul curbelor de cavitație pe baza cunoașterii volumului de vapori la un stadiu dat de dezvoltare a fenomenului

### 10.1. Determinarea teoretică și trasarea curbelor primare de cavitație $V_{vap} = f(\sigma_{inst})$ și $H = f(\sigma_{inst})$

Pentru evaluarea performanțelor cavitaționale a pompei centrifuge MU 81 este necesară analiza curgerii bifazice lichid-vapori, cu punerea în evidență a dezvoltării formațiunilor cavitaționale pe fața de depresiune a paletei și evaluarea efectului acestora asupra performanțelor hidraulice ale pompei.

Modelul de curgere considerat corespunde unei curgeri turbulente, tridimensionale, a unui amestec omogen de lichid și vapori. Acest amestec ipotetic are densitate variabilă, corespunzătoare fracției volumice de vapori prezentă în fiecare locație spațială. Transformarea lichid-vapori și invers este modelată cu ajutorul modelului de transfer masic interfazic specific dezvoltării și colapsului formațiunilor cavitaționale.

În simularea numerică se considera un amestec de apă în stare lichidă, respectiv gazoasă, în proporție dictată de fracția volumică de vapori. Transferul masic interfazic corespunzător modelului de curgere cavitațională consideră presiunea de saturație corespunzătoare presiunii de 2368.7 Pa, precum și o mică fracțiune de gaze dizolvate necondensabile de  $10^{-7}$ .

Pentru realizarea simulării numerice a curgerii bifazice cavitaționale s-a procedat la micșorarea succesivă a presiunii impuse pe secțiunea de ieșire din domeniul de analiză rotoric, pentru fiecare punct de funcționare în parte. Acest lucru modelează în fapt o scădere a înălțimii de aspirație.

Pentru calculul înălțimii de aspirație se va utiliza următoarea relație de calcul, conform definiției înălțimii de aspirație, Anton, [7]:

$$H_{gs} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{tot\_IN\_rotor}}{\rho g} \quad (10.1)$$

unde presiunea totală de la intrarea în rotor,  $P_{tot\_IN\_rotor}$ , se calculează cu ecuația (7.4).

Pentru calculul coeficientul de cavitație al instalației  $\sigma_{inst}$  se folosește relația, Anton, [11]:

$$\sigma_{inst} = \frac{NPSH_d}{H} \quad (10.2)$$

unde  $NPSH_d$  se calculează cu relația (9.9), iar pentru calculul înălțimii de pompare,  $H$ , se utilizează relația (7.2).

Din prelucrarea datelor rezultate în urma simulării numerice a curgerii bifazice cavitaționale pentru cazurile specifice fiecăruia din cele cinci puncte de funcționare ale rotorului de pompă MU 81 se calculează volumul de vapori,  $V_{vap}$ , și coeficientul de cavitație  $\sigma_{inst}$ , precum și valorile înălțimii de aspirație,  $H_{gs}$ , și de pompare,  $H$ .

Pentru calculul volumului de vapori s-a utilizat următoarea ecuație, Fluent, [44]:

$$V_{vap} = \int V_{vap} dV = \sum_{i=1}^n V_{vap\_i} |V_i| \quad (10.3)$$

Aceste date au fost centralizate pentru fiecare punct de funcționare în parte. S-a considerat, conform teoriei dezvoltate de prof.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA, că volumul unei bule cavitaționale este de 1 cm<sup>3</sup> și rezultă că valoarea coeficientului  $\sigma_{inst}$  corespunzătoare acestui volum reprezintă coeficientul de incipiență al cavitației.

Rezultatele celor 13 cazuri analizate numeric de curgere cavitațională bifazică pentru punctul de funcționare căruia îi corespunde debitul de  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$  sunt prezentate în tabelul 10.1.

Tabelul 10.1 – Rezultatele simulării numerice a curgerii cavitaționale bifazice în rotorul de pompă MU 81 pentru  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$

Nr. caz	Q [m <sup>3</sup> /s]	Pamestec [kg/m <sup>3</sup> ]	H [m]	H <sub>gs</sub> [m]	$\sigma_{inst}$ [-]	V <sub>vap</sub> [cm <sup>3</sup> ]
1	0.8	999.985	196.89	-66.26	0.388	0.27
2		999.984	196.86	-65.26	0.383	0.29
3		999.982	196.86	-64.24	0.378	0.32
4		999.98	196.72	-62.33	0.368	0.37
5		999.977	196.52	-60.46	0.359	0.41
6		999.962	196.51	-56.39	0.338	0.69
7		999.95	195.92	-52.83	0.321	0.92
8		999.841	195.05	-43.46	0.274	2.95
9		999.729	194.90	-38.43	0.249	5.01
10		999.593	194.13	-33.97	0.227	7.54
11		998.884	187.33	-29.33	0.210	20.67
12		996.688	186.07	-19.89	0.161	61.38
13		995.257	183.14	-17.04	0.148	87.90

În figura 10.1 s-a reprezentat variația volumului de vapori rezultat funcție de coeficientul de cavitație  $\sigma_{inst}$  pentru primul punct de funcționare. Reprezentarea grafică s-a făcut în sistem logaritm pentru axa Oy a graficului.

Din figura 10.1 se observă că volumul de vapori crește pe măsură ce scade coeficientul  $\sigma_{inst}$ , iar valoarea coeficientului de incipiență cavitațională este  $\sigma_i = 0.325$ . Din analiza figurilor 10.1 și 10.2 reiese că pentru valoarea  $\sigma_{inst} = 0.268$  corespunzătoare funcționării rotorului de pompă centrifugă la debitul  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$  și înălțimea de aspirație  $H_{gs} = -42 \text{ m}$  funcționarea pompei are loc în cavitație, fapt dovedit de prezența bulelor cavitaționale.

Din figura 10.2 se observă că pe măsură ce înălțimea de aspirație scade în valoare absolută, deci contrapresiunea va fi mai mică, fenomenul de cavitație se dezvoltă din ce în ce mai mult. Inițial bulele cavitaționale apar pe intradosul paletelor în apropierea bordului de atac înspre coroană, apoi odată cu scăderea valorii coeficientului  $\sigma_{inst}$  aceste zone se extind și pe bordul de atac. Prezența volumului de vapori pe o paletă de mașină hidraulică, ce funcționează în cavitație, a fost pusă în evidență și de Muntean, [91], Frobenius, [45]

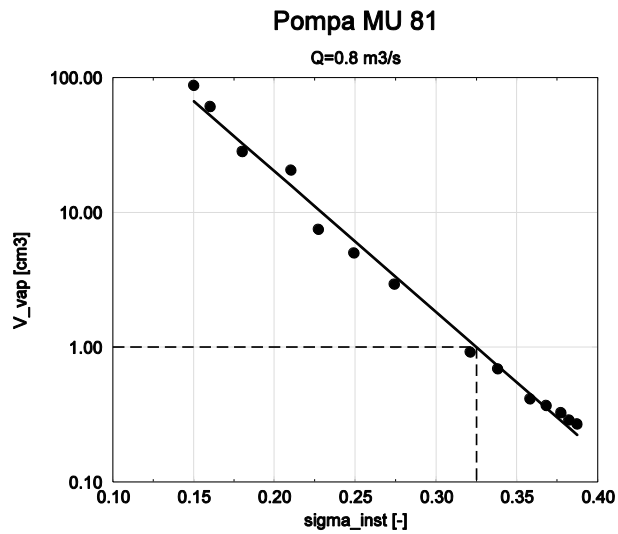


Figura 10.1. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

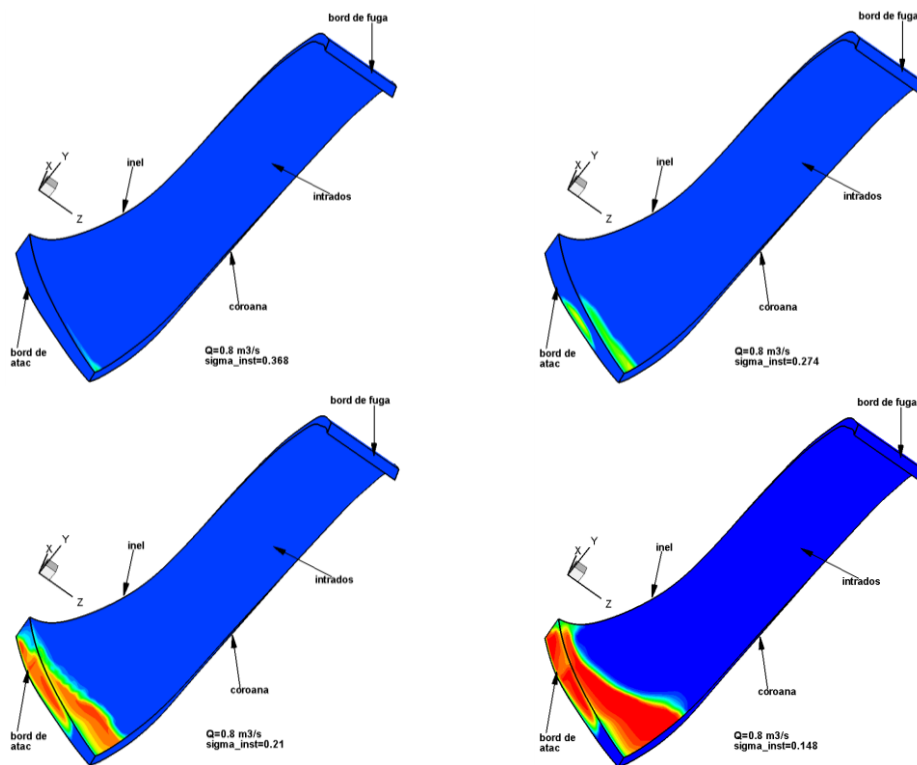


Figura 10.2. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  pe paleta rotorică a pompei MU 81,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

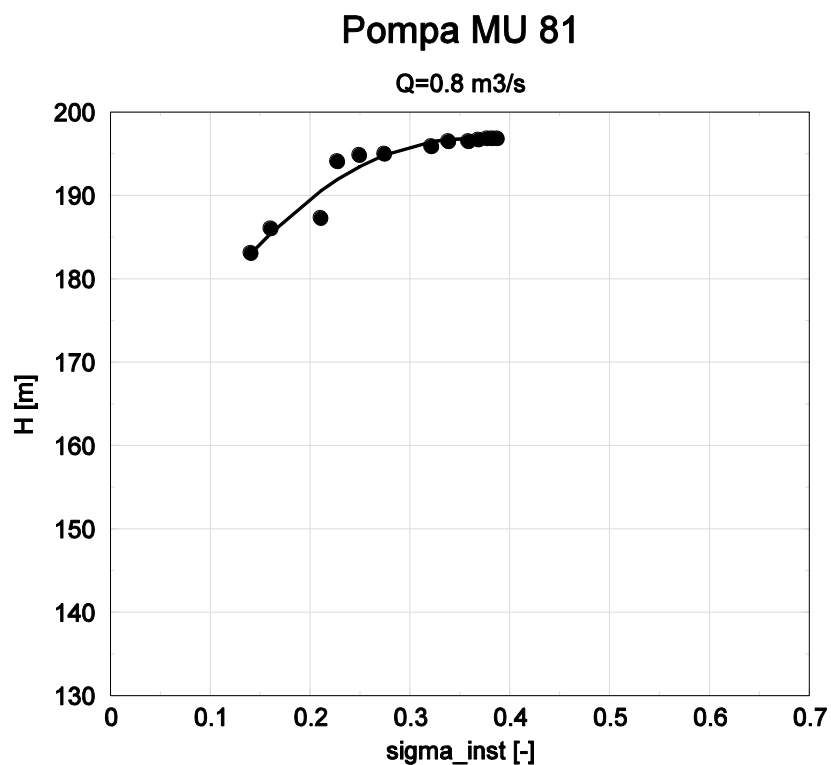


Figura 10.3. Variația înălțimii de pompare funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

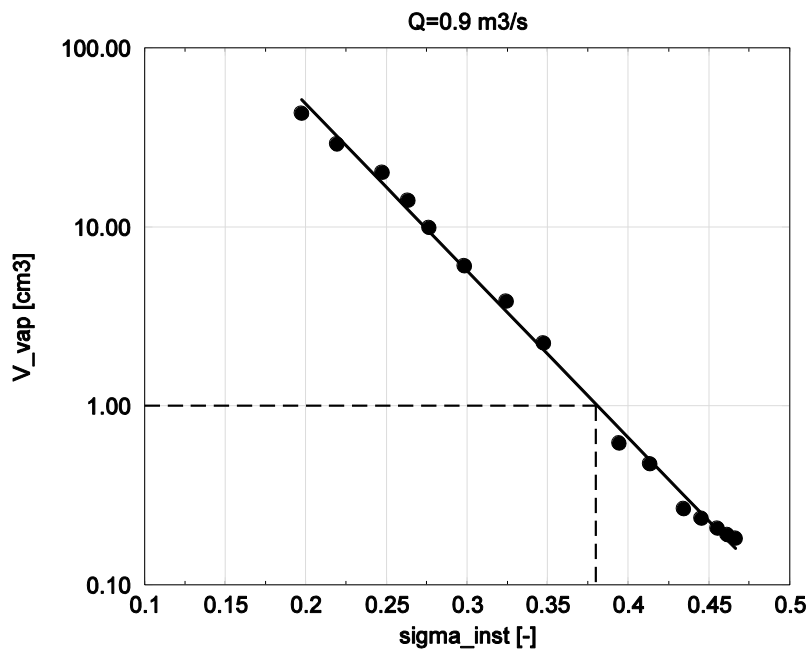
În figura 10.3 este prezentată evoluția înălțimii de pompare corespunzătoare debitului  $Q = 0.8 \text{ m}^3/\text{s}$  funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$ . Rezultă faptul că valoarea înălțimii de pompare suferă o scădere din ce în ce mai accentuată pe măsură ce coeficientul  $\sigma_{inst}$  scade.

Rezultatele celor 15 cazuri analizate numeric de curgere cavitațională bifazică pentru punctul de funcționare căruia îi corespunde debitul de  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$  sunt prezentate în tabelul 10.2.

Tabelul 10.2 – Rezultatele simulării numerice a curgerii cavitaționale bifazice în rotorul de pompă MU 81 pentru  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ 

Nr. caz	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\rho_{\text{amestec}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	H [m]	H <sub>gs</sub> [m]	$\sigma_{\text{inst}}$ [-]	V <sub>vap</sub> [cm <sup>3</sup> ]
1	0.9	999.99	184.66	-76.07	0.467	0.18
2		999.99	184.65	-75.00	0.461	0.19
3		999.99	184.64	-74.00	0.455	0.21
4		999.99	184.55	-72.11	0.445	0.24
5		999.98	184.44	-70.07	0.435	0.27
6		999.97	184.38	-66.06	0.413	0.48
7		999.96	183.72	-62.46	0.395	0.62
8		999.88	182.44	-53.26	0.347	2.26
9		999.79	181.60	-48.83	0.324	3.87
10		999.67	181.25	-43.97	0.298	6.09
11		999.46	180.59	-39.85	0.277	9.96
12		999.23	178.08	-36.79	0.263	14.19
13		998.9	174.98	-33.04	0.247	20.32
14		998.42	174.53	-28.19	0.219	29.23
15		997.65	173.43	-24.01	0.197	43.43

## Pompa MU 81

Figura 10.4. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{\text{inst}}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

În figura 10.4 s-a reprezentat variația volumului de vapori rezultat funcție de coeficientul de cavitație  $\sigma_{inst}$  pentru cel de-al doilea punct de funcționare. Reprezentarea grafică s-a făcut în sistem logaritm pentru axa Oy a graficului.

Din figura 10.4 se observă că volumul de vapori crește pe măsură ce scade coeficientul  $\sigma_{inst}$ , iar valoarea coeficientului de incipiență cavitațională este  $\sigma_i = 0.379$ .

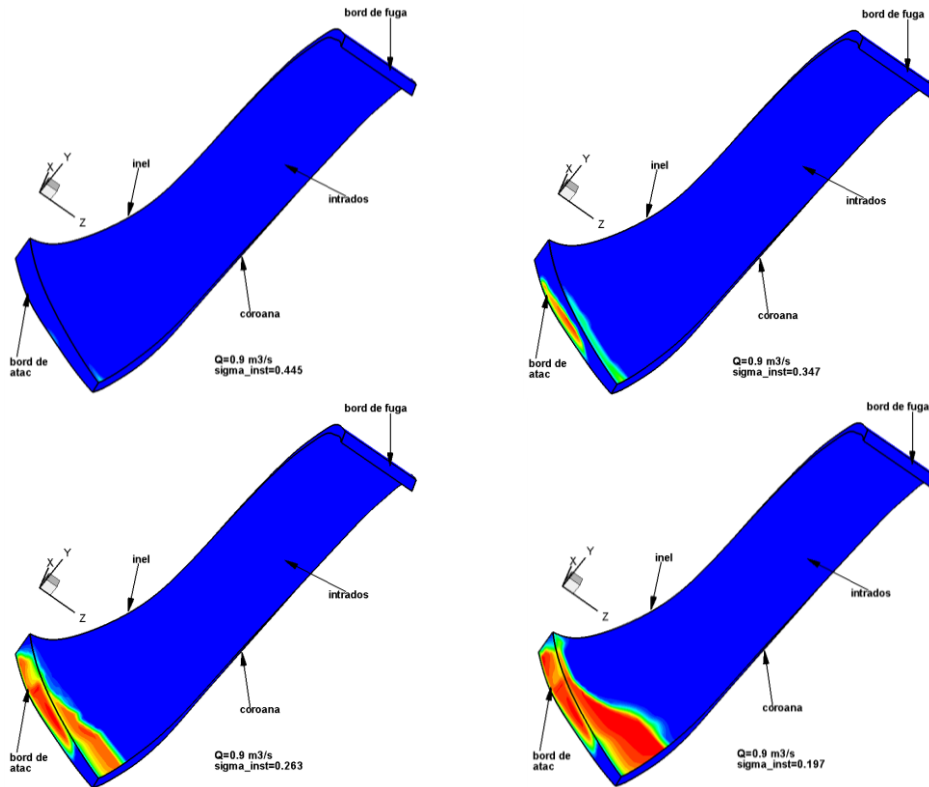


Figura 10.5. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  pe paleta rotorică a pompei MU 81,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

Din analiza figurilor 10.4 și 10.5 reiese că pentru valoarea  $\sigma_{inst} = 0.288$  corespunzătoare funcționării rotorului de pompă centrifugă la debitul  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$  și înălțimea de aspirație  $H_{gs} = -42 \text{ m}$ , funcționarea pompei are loc în cavitație, fapt dovedit de prezența bulelor cavitaționale.

Din figura 10.5 se observă că pe măsură ce înălțimea de aspirație scade în valoare absolută, deci contrapresiunea va fi mai mică, fenomenul de cavitație se dezvoltă din ce în ce mai mult. În primă fază se semnalează prezența bulelor cavitaționale pe intradosul paletelor rotorice în apropierea bordului de atac, înspre coroană, iar apoi își fac simțită prezența și pe bordul de atac.

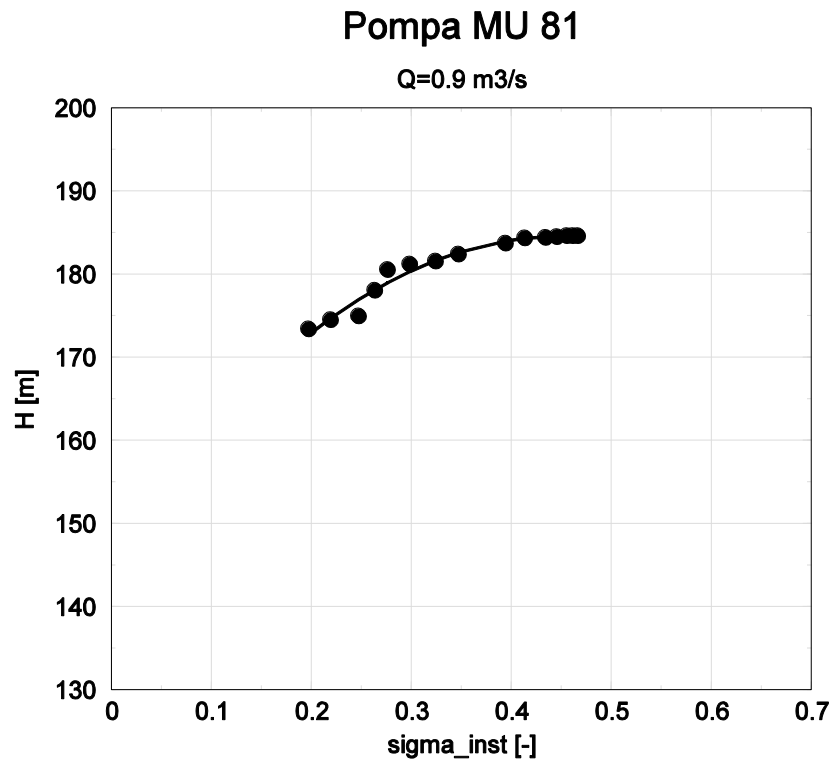


Figura 10.6. Variația înălțimii de pompare funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

În figura 10.6 este reprezentată evoluția înălțimii de pompare corespunzătoare debitului  $Q = 0.9 \text{ m}^3/\text{s}$  funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$ . Rezultă faptul că valoarea înălțimii de pompare suferă o scădere din ce în ce mai accentuată pe măsură ce coeficientul  $\sigma_{inst}$  scade.

Rezultatele celor 15 cazuri analizate numeric de curgere cavitațională bifazică pentru punctul de funcționare căruia îi corespunde debitul de  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$  sunt prezentate în tabelul 10.3.



Tabelul 10.3 – Rezultatele simulării numerice a curgerii cavitaționale bifazice în rotorul de pompă MU 81 pentru  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ 

Nr. caz	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\rho_{\text{amestec}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	H [m]	H <sub>gs</sub> [m]	$\sigma_{inst}$ [-]	V <sub>vap</sub> [cm <sup>3</sup> ]
1	1.02	999.98	170.08	-75.96	0.506	0.29
2		999.98	170.03	-74.98	0.500	0.33
3		999.98	170.02	-73.96	0.494	0.39
4		999.97	169.83	-72.07	0.484	0.47
5		999.97	169.55	-70.23	0.474	0.59
6		999.94	169.33	-66.32	0.451	1.07
7		999.92	168.36	-62.93	0.434	1.39
8		999.8	167.15	-53.73	0.382	3.70
9		999.69	166.42	-49.07	0.355	5.79
10		999.58	165.65	-44.65	0.330	7.84
11		999.32	165.60	-39.75	0.301	12.59
12		998.8	162.13	-36.24	0.286	22.17
13		998.64	162.09	-32.49	0.263	25.21
14		998.07	160.59	-28.76	0.242	35.72
15		997.11	156.89	-26.81	0.235	53.50

În figura 10.7 s-a reprezentat variația volumului de vapori rezultat funcție de coeficientul de cavitație  $\sigma_{inst}$  pentru cel de-al treilea punct de funcționare. Reprezentarea grafică s-a făcut în sistem logaritmic pentru axa Oy a graficului.

### Pompa MU 81

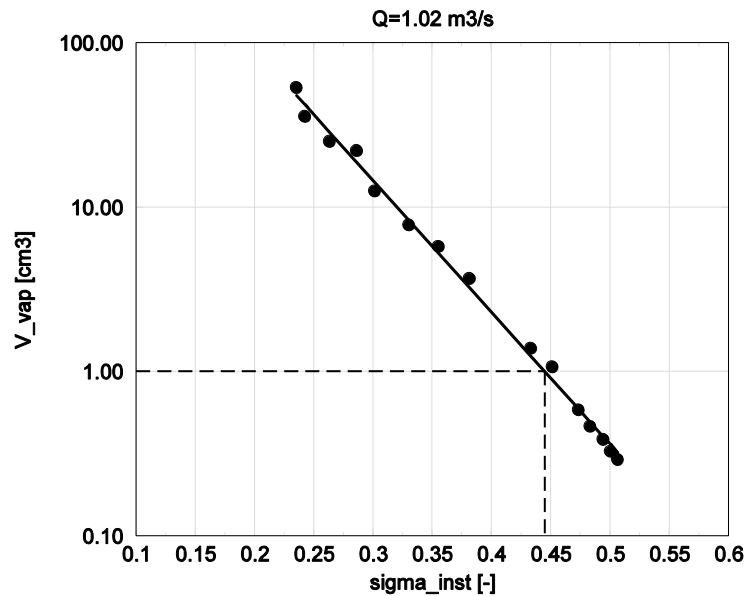


Figura 10.7. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

Din figura 10.7 se observă că volumul de vapori crește pe măsură ce scade coeficientul  $\sigma_{inst}$ , iar valoarea coeficientului de incipiență cavitațională este  $\sigma_j = 0.444$ .

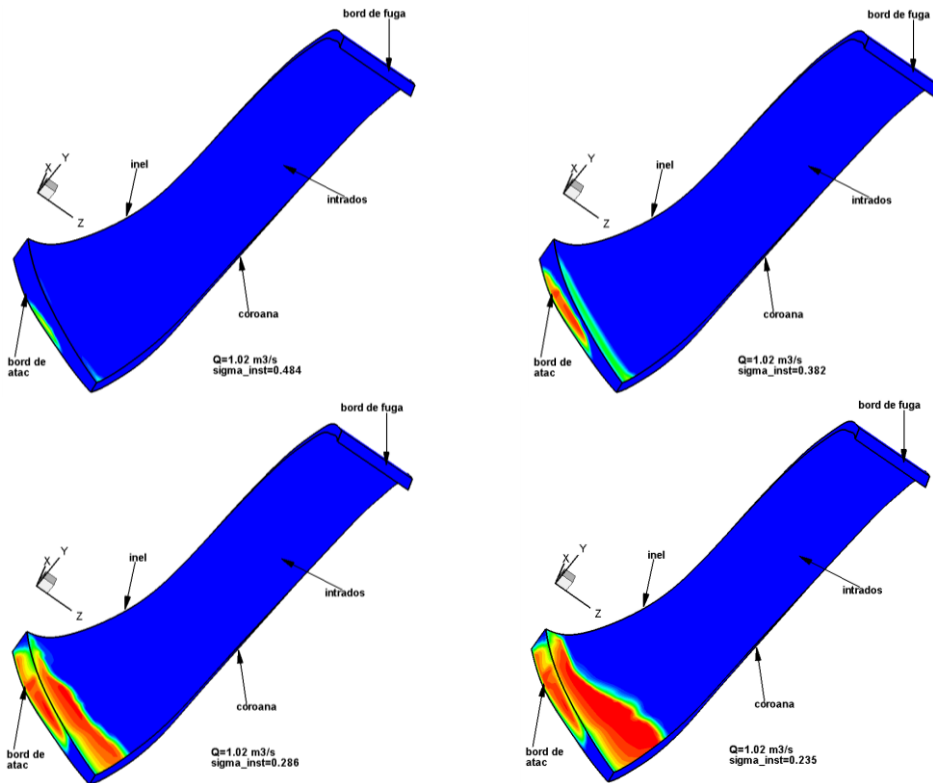


Figura 10.8. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  pe paleta rotorică a pompei MU 81,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

Din analiza figurilor 10.7 și 10.8 reiese că pentru valoarea  $\sigma_{inst} = 0.314$  corespunzătoare funcționării rotorului de pompă centrifugă la debitul  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$  și înălțimea de aspirație  $H_{gs} = -42 \text{ m}$  funcționarea pompei are loc în cavitație, fapt dovedit de prezența bulelor cavitaționale.

Din figura 10.8 se observă că pe măsură ce înălțimea de aspirație scade în valoare absolută, deci contrapresiunea pe aspirația pompei centrifuge va fi mai mică, fenomenul de cavitație se dezvoltă din ce în ce mai mult. Dacă inițial bulele cavitaționale sunt prezente pe bordul de atac și pe intrados în vecinătatea coroanei, prezența lor se extinde, ajungând să ocupe două treimi din bordul de atac și o bună porțiune din intradosul paletei rotorice.

Zonele de pe paleta rotorică în care apare cavitația, figura 10.8, sunt în concordanță cu zonele predispușe la cavitație într-o pompă centrifugă așa cum se precizează de către Anton, [7], figura 10.9.

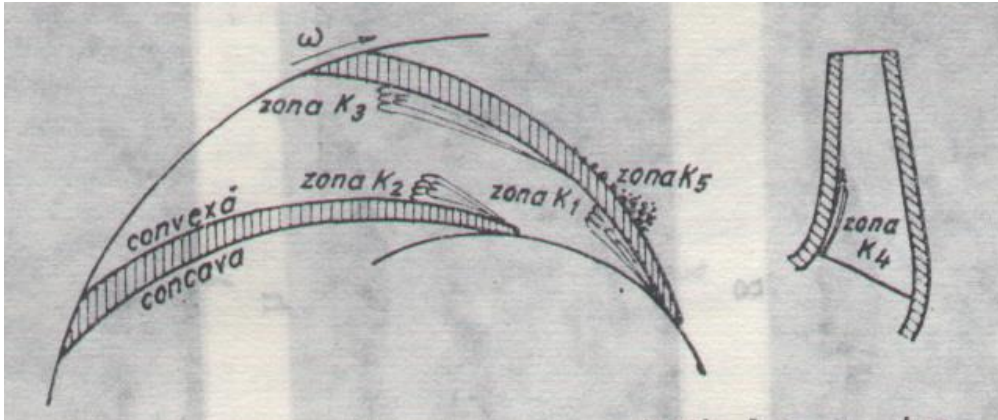


Figura 10.9. Zone tipice de cavitație la un rotor de pompă centrifugă, Anton, [7]

## Pompa MU 81

$Q=1.02 \text{ m}^3/\text{s}$

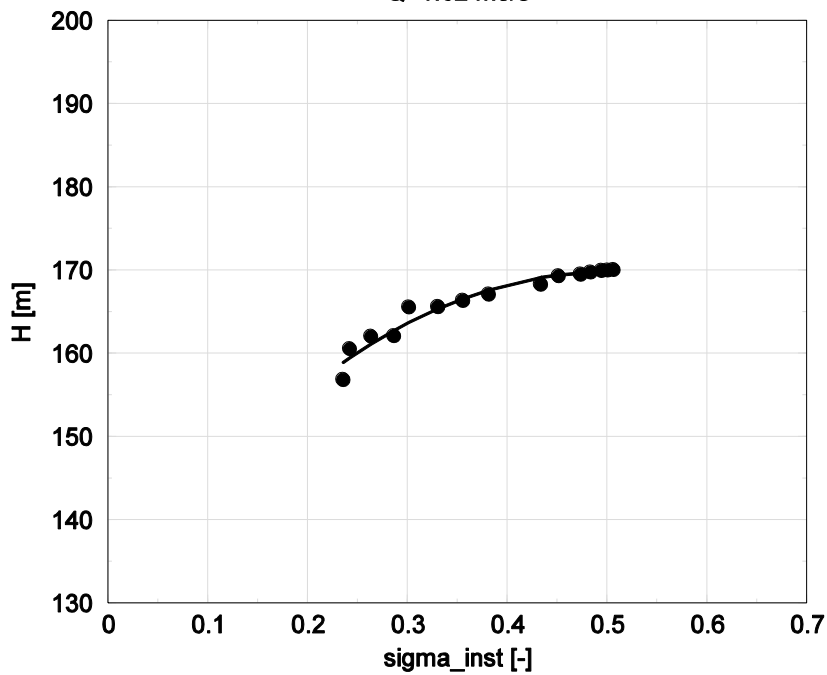


Figura 10.10. Variația înălțimii de pompare funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

În figura 10.10 este prezentată evoluția înălțimii de pompare corespunzătoare debitului  $Q = 1.02 \text{ m}^3/\text{s}$  funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$ . Rezultă faptul că valoarea înălțimii de pompare suferă o scădere din ce în ce mai accentuată pe măsură ce coeficientul  $\sigma_{inst}$  scade.

Rezultatele celor 13 cazuri analizate numeric de curgere cavitațională bifazică pentru punctul de funcționare căruia îi corespunde debitul de  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$  sunt prezentate în tabelul 10.4.

Tabelul 10.4 – Rezultatele simulării numerice a curgerii cavitaționale bifazice în rotorul de pompă MU 81 pentru  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$

Nr. caz	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\rho_{\text{amestec}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	H [m]	H <sub>gs</sub> [m]	$\sigma_{\text{inst}}$ [-]	V <sub>vap</sub> [cm <sup>3</sup> ]
1	1.1	999.96	160.45	-73.21	0.519	0.65
2		999.96	160.31	-72.33	0.514	0.70
3		999.95	160.26	-71.36	0.508	0.80
4		999.95	159.77	-69.79	0.500	0.88
5		999.95	159.28	-68.23	0.492	0.97
6		999.91	158.92	-64.50	0.469	1.58
7		999.89	157.97	-61.32	0.452	2.00
8		999.75	156.72	-52.26	0.398	4.52
9		999.62	155.74	-48.07	0.373	6.93
10		999.49	154.01	-44.60	0.355	9.43
11		999.17	152.50	-40.34	0.331	15.26
12		998.34	149.68	-33.06	0.288	30.73
13		996.12	147.45	-25.68	0.243	71.84

În figura 10.11 s-a reprezentat variația volumului de vapori rezultat funcție de coeficientul de cavitație  $\sigma_{\text{inst}}$  pentru cel de-al patrulea punct de funcționare. Reprezentarea grafică s-a făcut în sistem logaritmic pentru axa Oy a graficului.

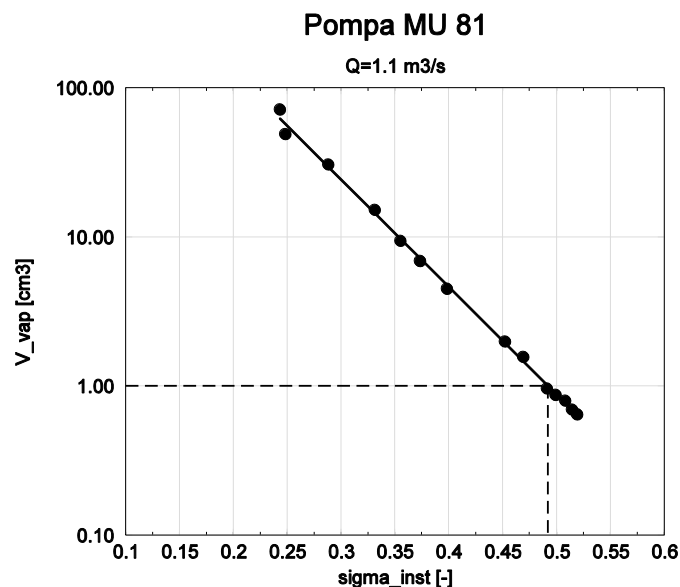


Figura 10.11. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{\text{inst}}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

Din figura 10.11 se observă că volumul de vapori crește pe măsură ce scade coeficientul  $\sigma_{inst}$ , iar valoarea coeficientului de incipiență cavitațională este de  $\sigma_i = 0.49$ .

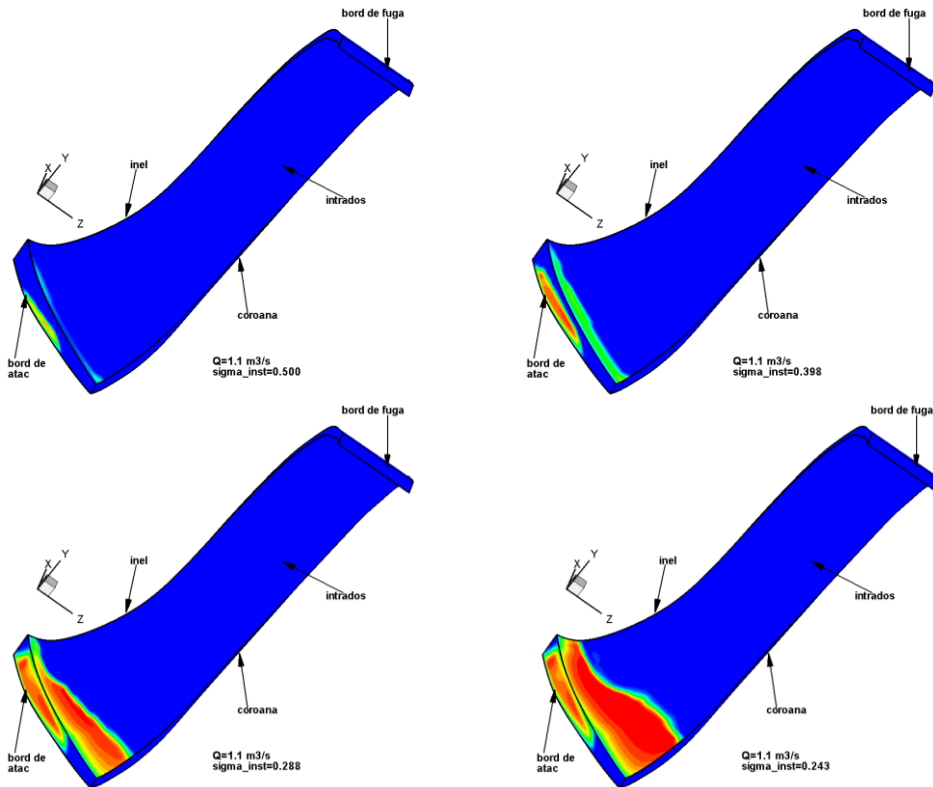


Figura 10.12. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  pe paleta rotorică a pompei MU 81,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

Analizând figurile 10.11 și 10.12 reiese că pentru valoarea  $\sigma_{inst} = 0.334$  corespunzătoare funcționării rotorului de pompă centrifugă la debitul  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$  și înălțimea de aspirație  $H_{gs} = -42 \text{ m}$  funcționarea pompei are loc în cavitație, fapt atestat de prezența bulelor cavitaționale.

Din figura 10.12 se observă că pe măsură ce înălțimea de aspirație scade în valoare absolută, deci contrapresiunea va fi mai mică, fenomenul de cavitație se dezvoltă din ce în ce mai mult. Pentru  $\sigma_{inst} = 0.5$  bulele cavitaționale se găsesc pe bordul de atac și pe intradosul paletei rotorice de-a lungul muchiei bordului de atac, iar pe măsură ce valoarea coeficientului de cavitație al instalației  $\sigma_{inst}$  scade, prezența bulelor cavitaționale se extinde atât pe bordul de fugă, cât și pe intradosul paletei, ocupând întreaga zonă cuprinsă între inel și coroană din vecinătatea bordului de atac.

## Pompa MU 81

Q=1.1 m<sup>3</sup>/s

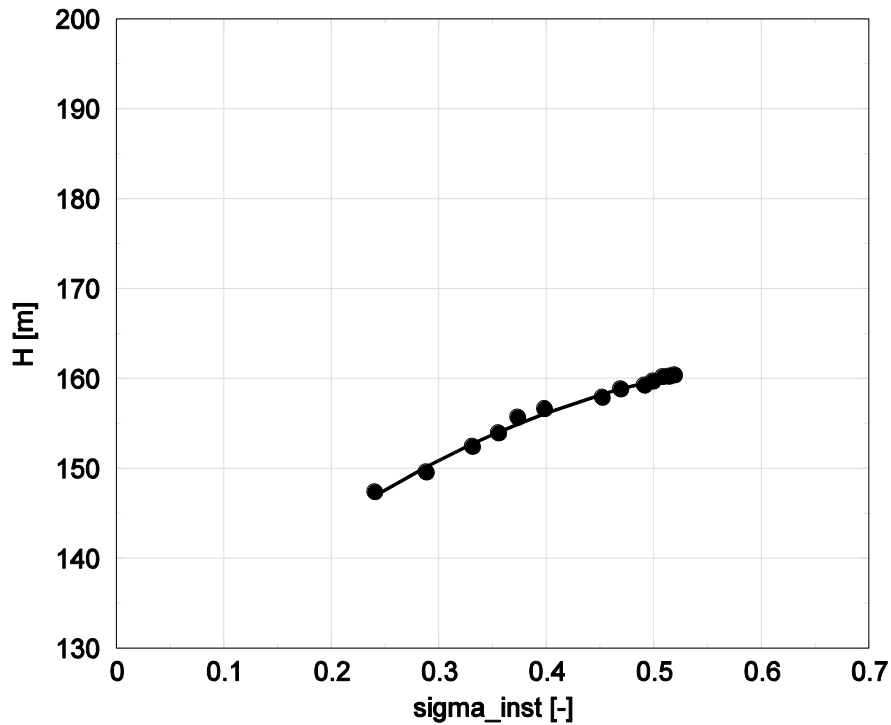


Figura 10.13. Variația înălțimii de pompare funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

În figura 10.13 este prezentată evoluția înălțimii de pompare corespunzătoare debitului  $Q = 1.1 \text{ m}^3/\text{s}$  funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$ . Se observă că valoarea înălțimii de pompare suferă o scădere din ce în ce mai accentuată pe măsură ce coeficientul  $\sigma_{inst}$  scade.

Rezultatele celor 14 cazuri analizate numeric de curgere cavitațională bifazică pentru punctul de funcționare căruia îi corespunde debitul de  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$  sunt prezentate în tabelul 10.5.

Tabelul 10.5 – Rezultatele simulării numerice a curgerii cavitaționale bifazice în rotorul de pompă MU 81 pentru  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ 

Nr. caz	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\rho_{\text{amestec}}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	H [m]	H <sub>gs</sub> [m]	$\sigma_{\text{inst}}$ [-]	V <sub>vap</sub> [cm <sup>3</sup> ]
1	1.2	999.99	148.12	-84.66	0.640	0.23
2		999.99	148.08	-83.68	0.633	0.24
3		999.98	148.07	-82.67	0.626	0.27
4		999.98	147.94	-80.79	0.614	0.3
5		999.98	147.68	-78.94	0.603	0.33
6		999.97	147.36	-75.15	0.578	0.5
7		999.96	146.65	-71.72	0.558	0.63
8		999.91	145.22	-62.79	0.502	1.67
9		999.84	145.30	-57.58	0.466	2.97
10		999.76	144.50	-53.17	0.438	4.34
11		999.62	144.32	-48.24	0.404	6.95
12		999.23	141.03	-41.08	0.361	14.27
13		998.84	140.84	-36.06	0.328	21.55
14		998.53	137.07	-34.14	0.323	27.19

În figura 10.14 s-a reprezentat variația volumului de vapori rezultat funcție de coeficientul de cavitație  $\sigma_{\text{inst}}$  pentru punctul de funcționare ce este caracterizat de debitul maxim. Reprezentarea grafică s-a făcut în sistem logaritmic pentru axa Oy a graficului.

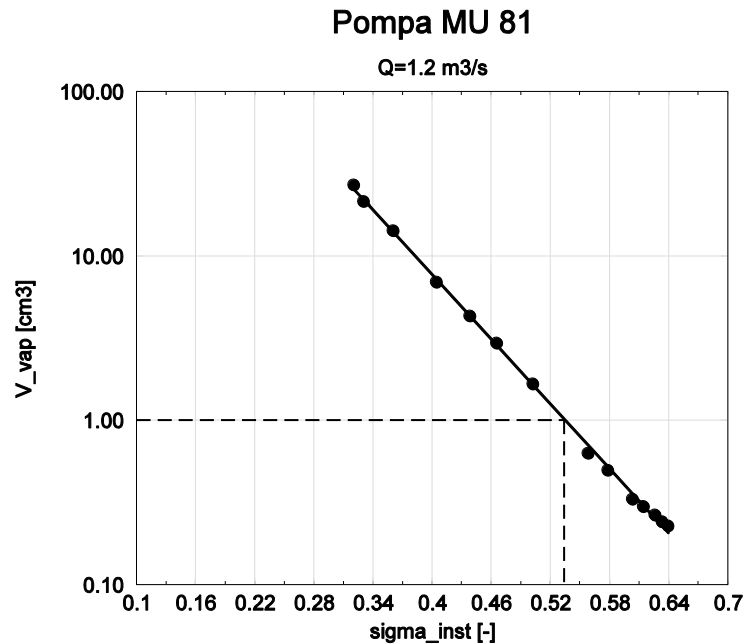


Figura 10.14. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{\text{inst}}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

Din figura 10.14 se observă că volumul de vapori crește pe măsură ce scade coeficientul  $\sigma_{inst}$ , iar valoarea coeficientului de incipientă cavitațională este de  $\sigma_i = 0.533$ .

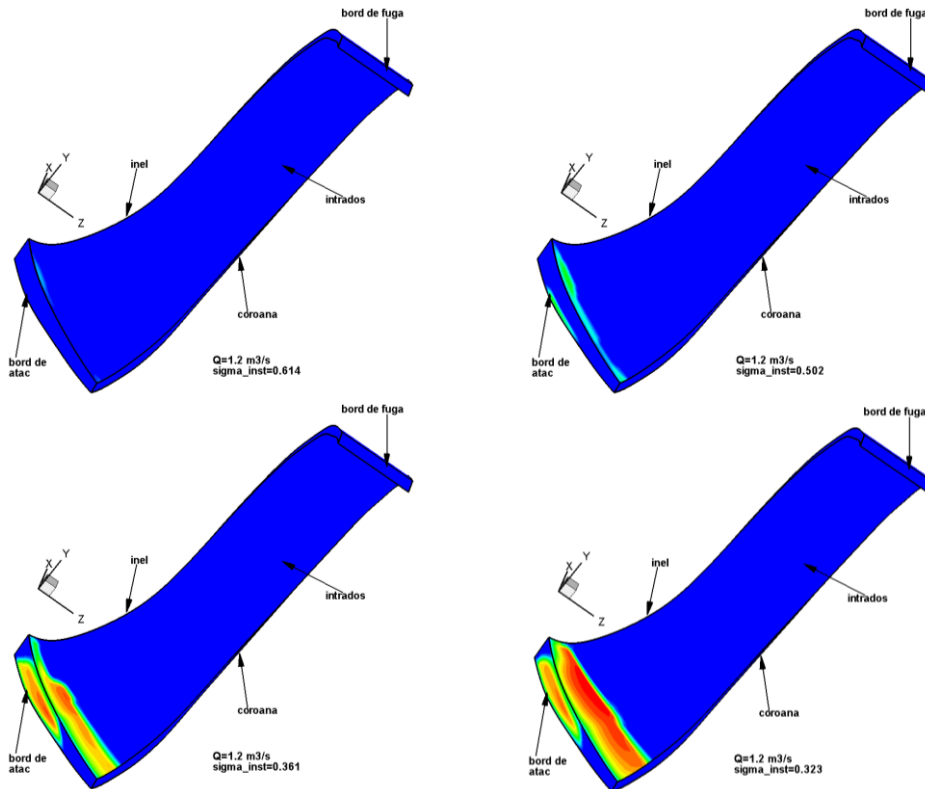


Figura 10.15. Variația volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$

pe paleta rotorică a pompei MU 81,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

Din analiza figurilor 10.14 și 10.15 reiese că pentru valoarea  $\sigma_{inst} = 0.363$  corespunzătoare funcționării rotorului de pompă centrifugă la debitul  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$  și înălțimea de aspirație  $H_{gs} = -42 \text{ m}$  funcționarea pompei are loc în cavitație, fapt dovedit de prezența bulelor cavitaționale.

Figura 10.15 subliniază faptul că pe măsură ce înălțimea de aspirație scade în valoare absolută, deci contrapresiunea pe aspirația pompei va fi mai mică, fenomenul de cavitație se ia o amploare din ce în ce mai mare. Pentru cazul în care  $\sigma_{inst} = 0.614$  se remarcă prezența unui volum mic de vapori pe intradosul paletii de-a lungul muchiei bordului de atac, în vecinătatea inelului. Apoi, în timp ce valoarea coeficientului  $\sigma_{inst}$  scade, volumul de vapori crește ajungând să ocupe aproape jumătate din bordul de atac și toată zona cuprinsă între inel și coroană de pe intradosul paletii din vecinătatea bordului de atac.

În figura 10.16 este prezentată evoluția înălțimii de pompare corespunzătoare debitului  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$  funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$ . Se poate observa faptul că valoarea înălțimii de pompare are o scădere din ce în ce mai accentuată pe măsură ce coeficientul  $\sigma_{inst}$  scade.



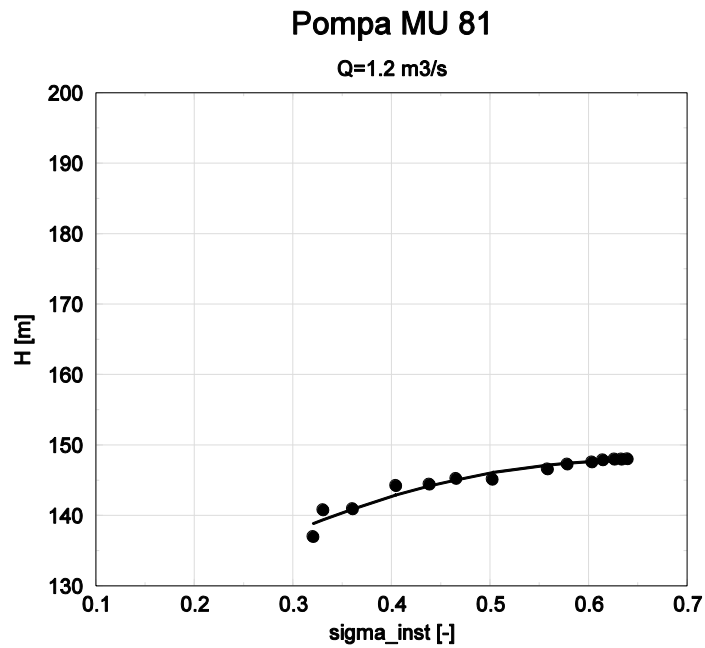


Figura 10.16. Variația înălțimii de pompare funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  într-un rotor al pompei MU 81,  $Q = 1.2 \text{ m}^3/\text{s}$ , curgere cavitațională bifazică

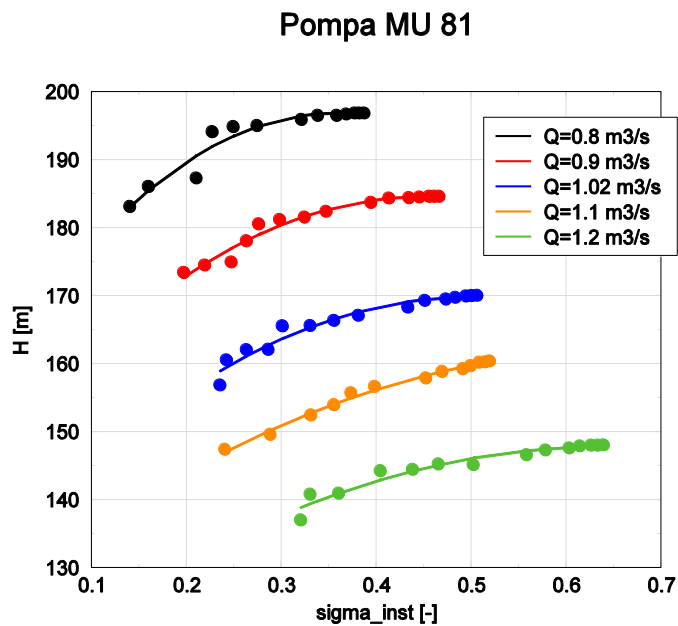


Figura 10.17. Variația înălțimii de pompare funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  într-un rotor al pompei MU 81, pentru cinci puncte de funcționare, curgere cavitațională bifazică

În figura 10.17 se pune în evidență influența coeficientului de cavitație  $\sigma_{inst}$  asupra înălțimii de pompare pentru toate cele cinci puncte de funcționare investigate numeric. Se constată că atunci când se atinge o valoare critică pentru  $\sigma_{inst}$  are loc o scădere a înălțimii de pompare. Această scădere a înălțimii de pompare se accentuează după ce se depășește această valoare critică a coeficientului  $\sigma_{inst}$ . Rezultatele obținute din simularea numerică a curgerii bifazice sunt în concordanță cu cele obținute prin măsurători experimentale de Anton, [7], și prin simulare numerică și încercări experimentale de către Hofmann et al., [44], așa cum se poate observa din figura 10.18.

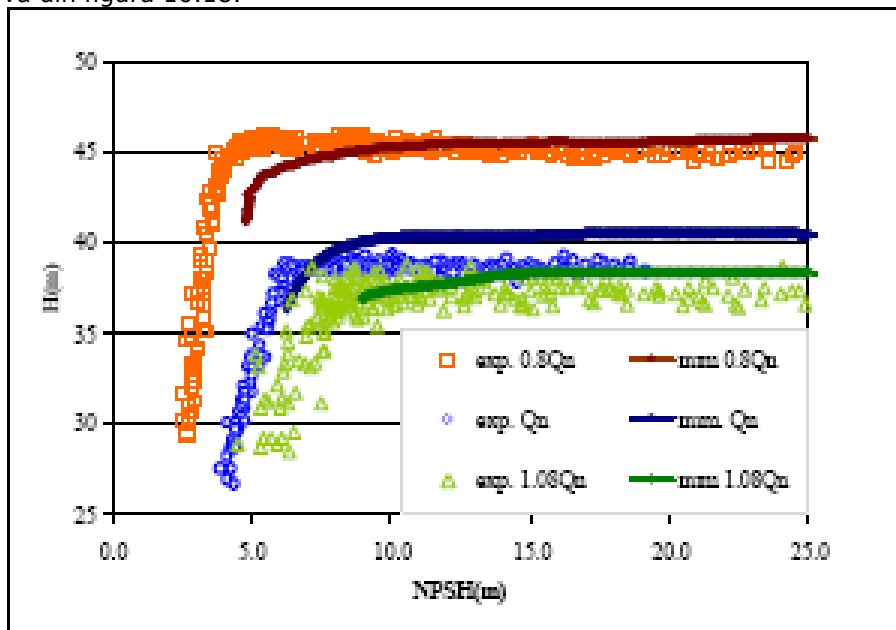


Figura 10.18. Variația înălțimii de pompare funcție de coeficientul  $NPSH$  într-o pompă centrifugă, rezultate numerice și experimentale, Hoffman et al., [44]

Din analiza rezultatelor simulării numerice a curgerii cavitaționale bifazice în pompa centrifugă pentru toate cazurile specifice celor cinci puncte de funcționare, se pune clar în evidență diminuarea înălțimii de pompare odată cu dezvoltarea cavitației în pompa centrifugă, pe măsură ce scade nivelul apei din bazinul de aspirație. Este evident că odată cu creșterea cavernei umplută cu vapori curgerea pe intradosul paletelor rotorice este perturbată mai puternic, favorizându-se desprinderea curentului de pe paletă, diminuarea deviației realizată de paletajul rotorice, și corespunzător scăderea înălțimii de pompare. Pe de altă parte, îngroșarea stratului limită pe intradosul paletelor și implicit apariția desprinderii conduce la creșterea pierderilor hidraulice având ca și consecință diminuarea randamentului hidraulic al rotorului.

Rezultatele simulărilor numerice ce indică prezența bulelor cavitaționale pe paleta rotorice sunt validate de observațiile făcute asupra rotorului de pompă centrifugă în cadrul contractului 76/2004, Anton et al., [14], rotor care a necesitat la un moment dat operații de reparație din cauza eroziunilor cavitaționale apărute pe paletelor rotorice, așa cum se poate observa din figura 10.19.

Se observă că zonele erodate cavitațional apar atât pe paleta rotorică pe fața de depresiune cât și la joncțiunile acestuia cu inelul și coroana.



Figura 10.19. Marcarea zonelor erodate cavitațional pentru rotorul de pompă centrifugă MU 81, Anton et al., [14]

Așa cum s-a arătat, apariția zonelor erodate cavitațional se datorează zonelor cu presiune scăzută (mai mică decât presiunea de vaporizare) care generează o cavitație vapoasă care în anumite locuri este sub forma unei cavitații atașate la paletă, iar în altele sub forma unui nor de bule. Zonele în care are loc implozia bulelor cavitaționale sunt cele identificate la reparațiile efectuate. Realizarea unor rotoare din materiale mai rezistente la eroziune cavitațională, dar care sunt identice cu cele existente nu elimină cavitația. În consecință, cavitația se datorează hidrodinamicii defavorabile generate în aceste zone și poate fi eliminată numai prin implementarea unei rotor nou care la proiectare să țină cont de condițiile reale de funcționare și să se realizeze cu instrumentele actuale de investigare și optimizare.

## 10.2. Comparație între curbele $\sigma_i = f(Q)$ obținute prin calculul volumului de vapori și cel al coeficientului de presiune.

Din studiul distribuției volumului de vapori funcție de coeficientul  $\sigma_{inst}$  pentru fiecare din cele cinci puncte de funcționare, prezentat în figurile 10.1, 10.4, 10.7, 10.11 și 10.14, au rezultat următoarele valori ale coeficientului de incipiență al cavitației,  $\sigma_i$ :

Tabelul 10.6 – Coeficientul de incipiență a cavitației obținut prin calculul volumului de vapori pentru un rotor de pompă MU 81, rezultat în urma simulării numerice a curgerii bifazice vâscoase

Nr. crt.	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\sigma_i$ [-]
1	0.8	0.325
2	0.9	0.379
3	1.02	0.444
4	1.1	0.49
5	1.2	0.533

În figura 10.19 s-a realizat o comparație a valorilor coeficientului de incipiență al cavitației obținut prin calculul volumului de vapori și cel obținut prin calculul coeficientului de presiune.

### Pompa MU 81

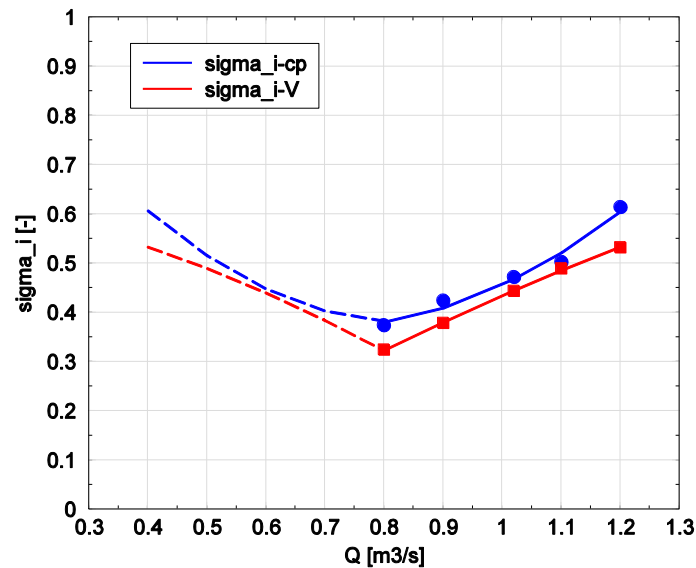


Figura 10.19. Variația coeficientului de incipiență a cavitației  $\sigma_i$  funcție de debit într-un rotor al pompei MU 81

Din figura 10.19 reiese că valorile coeficientului de incipiență a cavitației obținute prin calculul coeficientului de presiune minimă sunt mai mari decât valorile obținute prin calculul volumului de vapori. Totuși această supraestimare a valorii acestui coeficient nu este foarte pronunțată, diferențele fiind minime.

## Capitolul 11. Concluzii și perspective

### 11.1. Concluzii

Prezenta lucrare se încadrează în tendința actuală pe plan mondial de amplificare a eforturilor de simulare numerică a curgerii fluidelor în vederea diminuării efortului de cercetare experimentală. În acest sens se reduc atât resursele materiale cât și timpul afectat proiectării și optimizării mașinilor și echipamentelor hidraulice. Realizarea acestui lucru presupune în stabilirea unor metodologii performante de simulare numerică ce trebuie să răspundă următoarelor două cerințe prioritare:

- utilizarea unor resurse de calcul accesibile și obținerea în timp rezonabil a rezultatelor numerice cu efort de programare minim
- rezultatele numerice trebuie să concorde cât mai bine cu datele experimentale existente, pentru a minimiza eforturile experimentale de validare finală a prototipului

Deși în calculele de proiectare a structurilor celor două deziderate de mai sus sunt în bună măsură îndeplinite, în domeniul curgerii fluidelor tehnologia de simulare numerică nu a atins încă acest grad de maturitate. Acest neajuns este justificat de caracterul complex și esențial neliniar al curgerii vâscoase, însoțită de soluționarea parțială a problemei (deschisă încă) turbulenței. Ca rezultat, simularea numerică a curgerilor necesită încă un nivel ridicat de expertiză pentru utilizator.

Pentru a facilita abordarea acestui domeniu al simulării numerice a curgerii fluidelor, lucrarea oferă:

- prezentarea elementelor ce intervin într-o simulare numerică
- modalitatea de creștere a eficienței și flexibilității simulării numerice
- prezentarea și analiza tehnicilor utilizate la alegerea domeniului de analiză, prezentarea metodei de generare a frontierelor domeniului, de discretizarea spațială a domeniului, cu particularitățile specifice componentelor pompelor centrifuge
- prezentarea ecuațiilor ce guvernează curgerea fluidelor incompresibile ideale și reale
- prezentarea și analiza modelelor matematice utilizate la simularea curgerii fluidelor incompresibile vâscoase în pompa centrifugă
- exemplificarea modului de utilizare a acestor elemente la simularea curgerii tridimensionale a fluidului incompresibil ideal și real prin pompa centrifugă

Direcția de cercetare în care se înscrie prezenta lucrare a fost promovată în ultimele decade de Școala Timișoreană de Hidrodinamică, pornind de la o bogată experiență de proiectare și investigare experimentală a turbomașinilor.

Lucrarea de față prezintă modelarea numerică 3D a curgerii lichidului real și ideal în o pompă centrifugă ce echipează stația de pompare Lotru Aval din sistemul energetic Lotru. Este o pompă centrifugă de tip MU 81 cu două rotoare așezate spate în spate, care sunt legate în serie, astfel că apa ce părăsește primul rotor intră apoi în cel de-al doilea. Astfel se asigură o înălțime de pompare ridicată.

Analiza efectuată asupra pompei se rezumă la un singur canal interpaletar. Această abordare presupune o curgere a lichidului identică în toate canalele interpaletare și este folosită pe scară largă de cei care realizează modelări numerice ale câmpului hidrodinamic caracteristic pompelor centrifuge, Schilling, [83], Susan-Resiga, [101], Tamm, [110], van Esch, [111]. Astfel se analizează funcționarea pompei la punctul optim de funcționare și la încă patru puncte diferite de punctul optim, atât pentru curgerea nevâscoasă, cât și pentru cea vâscoasă.

În prima parte a lucrării se prezintă stadiul actual al modelării numerice a curgerii prin pompele centrifuge și cel al metodelor de proiectare clasică a pompelor centrifuge. Se face o trecere în revistă a ecuațiilor ce stau la baza simulării numerice 3D a curgerii ideale, turbulente și bifazice cavitaționale precum și o descriere a sistemului de hidroenergetic Lotru în care funcționează pompa investigată.

Prin utilizarea unui echipament de măsură bazat pe metoda termodinamică s-au obținut curbele caracteristice energetice ale pompei și s-au comparat cu cele din catalogul producătorului. Din comparația curbelor energetice experimentale cu cele de catalog rezultă o bună asemănare în ceea ce privește înălțimea de pompare și o discrepanță în ceea ce privește puterea absorbită și randamentul. Discrepanțele se datorează uzurilor apărute datorită funcționării îndelungate și reparațiilor repetate la care a fost supusă pompa.

Din analiza distribuției coeficienților de viteză pe secțiunea de ieșire din rotor se desprind următoarele concluzii:

- Coeficientul componentei axiale a vitezei are o valoare aproximativ egală cu zero pentru toate punctele de funcționare analizate, deci nu există mișcări secundare, consumatoare de energie hidraulică, între inel și coroană
- Distribuția coeficientului componentei radiale a vitezei dezvăluie prezența unei structuri de tipul jet-dâră, la toate cele cinci puncte de funcționare analizate, atât pentru curgerea nevâscoasă cât și pentru curgerea vâscoasă.
- Din distribuția coeficientului componentei tangențiale a vitezei se observă faptul că valoarea maximă a acestui coeficient se întâlnește în zona centrală a secțiunii de ieșire, acolo unde se găsește și paletajul rotor, iar structura distribuției acestui coeficient de viteză este similară pentru fiecare punct de funcționare analizat din cauza că debitul punctelor investigate variază cu  $\pm 17\%$  față de punctul optim.

Din analiza distribuției traiectoriilor particulelor se observă faptul că pentru rotorul pompei MU 81 la punctele de funcționare diferite de punctul optim apare o desprindere a curentului de lichid de pe extradados și intradosul paletei. Acest lucru duce la o funcționare mai deficitară. De asemenea se observă faptul că particulele de lichid nu urmăresc secțiunea mijlocie a paletei, ci sunt deviate înspre inel, pe extradados, și înspre coroană, pe intrados, lucru care infirmă ipotezele simplificatoare ale teoriei de proiectare clasică a paletajelor rotorice.

Analiza distribuției coeficienților de viteză pentru curgerea vâscoasă și nevâscoasă pe secțiunea de ieșire din tronsonul de aspirație al pompei MU 81 conduce la concluzia că la ieșirea din tronsonul de aspirație curgerea are un puternic caracter neuniform, care va afecta funcționarea rotorului de pompă, atât din punct de vedere cavitațional, cât și din punct de vedere al solicitărilor dinamice la care sunt supuse paletele rotorice.

S-a analizat și distribuția coeficientului de presiune în interiorul tronsonului de aspirație pentru cele cinci puncte de funcționare și s-a constatat că apare un câmp de presiune neuniform la intrarea în rotorul pompei MU 81, care se va reflecta

în funcționarea energetică și cavitațională a acestuia. Pentru a studia hidrodinamica tronsonului de aspirație s-au injectat câte zece linii de curent în trei zone distincte ale suprafeței de intrare în tronson. Din distribuția acestor linii de curent s-a constatat că pentru liniile situate în planul din vecinătatea peretelui exterior, traiectoriile particulelor sunt simetrice față de planul  $xOz$  și sunt ghidate direct spre secțiunea diametral opusă zonei de intrare.

Distribuția coeficientului de presiune pentru rotorul de pompă MU 81 subliniază prezența unor valori minime pe intradosul paletei în zona bordului de atac și în imediata lui vecinătate, atât înspre inel cât și înspre coroană. Valoarea coeficientului de presiune scade pe măsură ce debitul crește, indicând posibilitate apariției fenomenului de cavitație în aceste zone ale paletei. Pentru extradadosul paletei se remarcă o încărcare uniformă a paletei între inel și coroană, pentru toate cele cinci puncte investigate numeric, precum și o creștere a încărcării paletei rotorice odată cu creșterea debitului.

Din analiza rezultatelor obținute în urma simulării numerice a curgerii ideale și turbulente rezultă că valorile momentului, puterii absorbite specifice curgerii lichidului real sunt mai mari decât valorile caracteristice curgerii ideale pentru toate cele cinci puncte de funcționare analizate. Acest lucru se datorează faptului că simularea numerică a curgerii nevâscoase nu ia în calcul efectele vâscoase. Valoarea înălțimii de pompare, a puterii utile și a randamentului hidraulic este mai mică în cazul curgerii lichidului real față de curgerea celui ideal, din cauză că simularea numerică a curgerii nevâscoase nu ține cont de pierderile hidraulice, care au un rol esențial în determinarea acestor mărimi. Se constată din comparația cu datele experimentale o bună suprapunere a valorilor înălțimii de pompare rezultate în urma simulării numerice a curgerii tridimensionale vâscoase pentru pompa MU 81, cu cele rezultate în urma măsurărilor.

În concluzie, deși simularea numerică a curgerii lichidului ideal în pompa centrifugă necesită o putere de calcul redus și un timp de calcul mai mic, nu este recomandată utilizarea ei pentru a obține informații detaliate legate de comportamentul hidrodinamic și energetic al unei pompe centrifuge, datorită ipotezelor simplificatoare utilizate de această metodă. Aceste ipoteze duc la apariția diferențelor constatate între rezultatele simulării numerice a curgerii nevâscoase și cele obținute din simularea numerică a curgerii vâscoase.

Calculul și analiza suprapunerii curbilor de cavitație  $NPSH_c = f(Q)$  și  $NPSH_d = f(Q)$  pune în evidență funcționarea în cavitație a pompei MU 81 pentru toate cele 5 puncte de funcționare investigate numeric. S-au identificat zonele de pe intradosul paletelor rotorice din vecinătatea bordului de atac, unde parametrul  $NPSH_c$  are valori maxime, acestea fiind zonele în care își poate face apariția fenomenul de cavitație.

Aplicarea pentru rotorul de pompă centrifugă MU 81 a metodei, dezvoltată de prof. Suan-Resiga, pentru calculul coeficientului de incipiență a cavitației pe baza volumului de vapori, subliniază o bună suprapunere cu metoda de calcul bazată pe coeficientul de presiune minimă dezvoltată de Anton și Brennen. Distribuția volumului de vapori pe paleta rotorică obținută în urma simulării numerice este în concordanță cu observațiile zonelor erodate cavitațional pe rotorul de pompă.

Din analiza rezultatelor simulării numerice a curgerii cavitaționale bifazice în pompa centrifugă pentru toate cazurile specifice celor cinci puncte de funcționare, se pune clar în evidență diminuarea înălțimii de pompare odată cu dezvoltarea cavitației în pompa centrifugă. Este evident că odată cu creșterea cavernei umplută cu vapori curgerea pe intradosul paletei rotorice este perturbată mai puternic, favorizându-se desprinderea curentului de pe paletă, diminuarea deviației realizată



de paletajul rotor, și corespunzător scăderea înălțimii de pompare. Pe de altă parte, îngroșarea stratului limită pe intradosul paletei și implicit apariția desprinderii conduce la creșterea pierderilor hidraulice având ca și consecința diminuarea randamentului hidraulic al rotorului.

**În concluzie, pompa MU 81 funcționează în cavitație pentru toate cele cinci puncte analizate numeric. Cum pompa funcționează în majoritatea timpului în acest domeniu de debite, funcționarea îndelungată în timp în aceste condiții a dus la apariția eroziunii cavitaționale pe paletele rotorice. Acest lucru a dus la fisurarea paletelor și chiar la ruperea lor. Pentru a îmbunătăți funcționarea pompei din punct de vedere cavitațional, se recomandă, fie reproiectarea întregii pompe centrifuge, fie înlocuirea rotorului actual cu unul nou, proiectat cu mijloacele actuale moderne, care să țină cont de neuniformitatea curgerii de la intrarea în pompă și de efectele tridimensionale ale curgerii în canalul interpaletar, fie proiectarea și realizarea unui impulsor care să se monteze înaintea rotorului existent și să conducă astfel la creșterea presiunii, în secțiunea de intrare în rotor, peste nivelul presiunii de vaporizare.**

## 11.2. Perspective

Pentru continuarea cercetărilor se propun următoarele direcții de cercetare:

- analiza curgerii tridimensionale a fluidului incompresibil vâscos în camera spirală a pompei centrifuge
- proiectarea cu ajutorul metodelor moderne a unui nou rotor pentru pompa centrifugă MU 81
- analiza numerică a funcționării, din punct de vedere energetic și cavitațional, a noului rotor proiectat
- realizarea efectivă a unui model al noului rotor de pompă
- realizarea efectivă a unui model al rotorului actual
- realizarea unei stațiuni experimentale pentru testarea funcționării atât a actualului rotor al pompei MU 81, cât mai ales a noului rotor
- investigarea experimentală a funcționării noului rotor de pompă centrifugă din punct de vedere energetic și cavitațional

## Bibliografie

- 1 Addison, H., *Centrifugal and other rotodynamic pumps*, 3<sup>rd</sup> edition, Chapman&Hall, London, 1966
- 2 Addison, H., *Centrifugal pumps*, 3<sup>rd</sup> Edition, Trade and technical Press, Morden, Surrey, United Kingdom, 1980
- 3 Akhras, A., El Hajem, M., Morel, R., Champagne, J.Y., *The internal flow investigation of a centrifugal pump at the design point*, Laboratoire de Mécanique des Fluides INSA-Lyon, France, 2005
- 4 Alming, K., Bokko, E., *A comparison of the thermodynamic method at the beginning and at present*, Proc. of the International Group for Hydraulic Efficiency Measurements – Montreal, 1996
- 5 Ancușa, V., *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, Vol. I și II, Lito U.P.T., Timișoara, 1980.
- 6 Ancușa, V., R., Anton, I., *Theoretical and studies on the cavitation inception on the single arranged in a straight cascade hydrofoil*, Zagademienia Maszyn Prezephy, Wowych, 1993
- 7 Anton, I., *Cavitația*; vol. I și II, Ed. Academiei române, București, 1984, 1985
- 8 Anton, I., *Sarcina maximă de aspirație la pompe. Curbe caracteristice de cavitație*, Studii și cercetări științifice, Baza Academiei, Tom IV, nr.1-2, Timișoara, 1954
- 9 Anton, I., Carte I., *The modern numerical methods in the fluid mechanics, peak computation techniques in the perspective of turbomachines improvement*, Memoriile secțiilor științifice, Seria IV, Tom. XII, Nr. 1/1989, Editura Academiei României, 1989
- 10 Anton, I., Popa O., *The determination of sensitivity to cavitation of a cascade of hydrofoils of arbitrary shape*, Problems of fluid-flow Machines, Warszawa, 1968
- 11 Anton, L. E., *Îmbunătățirea caracteristicilor cavitaționale la pompele cu impulsor*, Teză de doctorat, Timișoara, 1994
- 12 Anton, L., E., Miloș T., *Pompe centrifuge cu impulsor*, Editura „Orizonturi Universitare”, Timișoara, 1998
- 13 Anton, L.E., Baya, A., *Mecanica fluidelor, mașini hidraulice și acționări*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2002
- 14 Anton, L.E., Baya, A., Muntean, S., Stuparu, A., Susan-Resiga, R., *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, 2004
- 15 Anton, L.E., Baya, A., Susan-Resiga, R., Bernad, S., Muntean, S., Stuparu, A., *Numerical and experimental investigations 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. 187...194, 2003

- 16 Anton, L.E., Stuparu, A., Baya, A., *Numerical and experimental investigation of the flow into an inducer*, Scientific Bulletin of the „Politehnica” University Of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 53(67), Special Issue, Proceedings of the International Conference on Hydraulic Machinery and Equipments HME, pp. 227...232, 2008
- 17 Anton, L.E., Stuparu, A., Muntean, S., Baya, A., *3D numerical simulation of the turbulent flow in an inducer*, Annals of DAAAM for 2008 & Proceedings of the 19th International DAAAM Symposium „Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Next Generation of Intelligent Systems and Solutions”, Trnava, Slovakia, pp. 21-22, ISI Proceedings, 2008
- 18 Aysheshim, W., Stoffel, B., *Numerical and experimental investigations on a centrifugal pump stage with and without a vaned diffuser: experimental part*, 20th IAHR Symposium Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, NC, Aug. 6-9, 2000
- 19 Aysheshim, W., Stoffel, B., *Experimental investigations on a centrifugal pump stage with and without a vaned diffuser*, Institute of Turbomachinery and Fluid Power, Darmstadt University of Technology, Germany, 2002
- 20 Balint, D., Susan-Resiga, R., Muntean, S., Anton, I., *Numerical study of the cavitation phenomenon in hydraulic turbines*, Proceedings of the 13<sup>th</sup> International Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'06), Vol. II, pp. 980-987, Budapest, Hungary, 2006
- 21 Baya, A., Bosioc, A., Stuparu, A., Muntean, S., Susan-Resiga, R., Miloş, T., Anton, L.E., *Development of a new test rig for analysis and control of swirling flows*, Universitatea Politehnica Bucureşti Scientific Bulletin, Series C, Vol. 69, No.4, pp. 673-680, 2007
- 22 Baya, A., Miloş, T., Anton, L.E., Stuparu, A., *Modelling of the automatic adjustment of the optimum operating point of a pump depending on the requirements of the water supply*, Scientific Bulletin of the „Politehnica” University Of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 49(63), pp. 181...186, 2004
- 23 Baya, A., Anton, L.E., Miloş, T., Stuparu, A., *Achiziţii şi prelucrări de date în timp real pentru experimente de hidrodinamică*, Lucrările celei de a treia conferinţe a hidroenergeticienilor din România, volumul II, Bucureşti, pp. 351...361, 2004
- 24 Baya, A., Anton, L.E., Stuparu, A., *Aplicarea metodei termodinamice pentru determinarea randamentului turbinelor hidraulice*, Lucrările celei de a patra conferinţe a hidroenergeticienilor din România, volumul II, Bucureşti, pp. 355...364, 2006
- 25 Bernad S., Muntean S., Resiga R., Anton I., *Numerical analysis of the cavitating flows*, Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science, Vol.7, No 1, pp. 33-45, The Publishing House of the Romanian Academy, 2006

- 26 Bernad, S., Susan-Resiga, R., Muntean, S., Anton, I., *Cavitation phenomena in hydraulic valves. Numerical modelling*, Proceedings of the Romanian Academy, Series A, Vol. 8, No. 2/2007, pp. 117-126. The Publishing House of the Romanian Academy, 2007
- 27 Bernad, S., Susan-Resiga, R.F., Muntean, S., *Analysis of the recirculation region behind bluff bodies*, Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timișoara, Transactions on Mechanics, Tom 51(65), No 3, pp. 45 – 50, 2006
- 28 Blanco-Marigorta, E., *Numerical simulation in a centrifugal pump with impeller-volute interaction*, Proceedings of ASME FEDSM'00, Boston, Massachusetts, 2000
- 29 Brennen, C.E., *Hydrodynamics of pumps*, Oxford University Press, 1994
- 30 Casey, M., Wintergste, T., *ERCOTAC special interest group on "Quality and trust in industrial CFD", best practice guidelines*, Fluid Dynamics Laboratory Sulzer Innotec, 2000
- 31 Chen, H. C., Patel, V. C., *Near-wall turbulence models for complex flows including separation*, AIAA Journal, 26(6), pp. 641-648, 1988
- 32 Dupont, P., *Etude de la dynamique d'une poche de cavitation partielle en vue de la prediction de l'erosion dans les turbomachines hydaruliques*, PhD Thesis, These No. 931, EPFL – Lausanne, 1991
- 33 El Hajem, M., *Etude de l'ecoulement dans une pompe centrifuge fonctionnant a debit partiel*, L'Institut National des Sciences Appliquees de Lyon, 1996
- 34 Fluent Inc., *Gambit 2. User's guide*, Fluent Incorporated, Lebanon, New Hampshire, 2001
- 35 Fluent Inc., *FLUENT 6.3 User's guide*, Fluent Incorporated, Lebanon, New Hampshire, 2001
- 36 Frobenius, M., Schilling, R., Friedrichs, J., Kosyna, G., *Numerical and experimental investigations of the cavitating flow in a centrifugal pump impeller*, Proceedings of FEDSM'02: 2002 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting Montreal, Quebec, Canada, July 14-18, 2002
- 37 Furst, R., Desclaux, I., *A simple procedure for prediction of NPSH required by inducers*, The Third Joint ASCE / ASME, Mechanics Conference University of California, San Diego La Jolla, California, 1989
- 38 Goldstein, R., *Fluid mechanics measurements*, Hemisphere Publishing Corporation, 1983
- 39 Gulich, J. F., *Effect of Reynolds-number and surface roughness on the efficiency of centrifugal pumps*, ASME Journal of Fluid Mechanics 125 (2003) 4, pp. 670-679, 2003
- 40 Gulich, J. F., *Disk friction losses of closed turbomachine impellers*, Forschung im Ingenieurwesen, Springer-Verlag, 2003
- 41 Gyulai, F., *Pompe, ventilatoare, compresoare*, Vol I și II, Lito. Univ. "Politehnica", Timișoara, 1988
- 42 Hergt, P., *Hydraulic design of hydraulic machinery: Hydraulic design of rotodynamic pumps*; Avebury, 1997

- 43 Hirschi, R., Dupont, Ph., Avellan, F., Favre, J.-N., Guelich, J.-F., Parkinson, E., *Centrifugal pump performance drop due to leading edge cavitation: numerical predictions compared with model tests*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 120, 1998
- 44 Hofmann, M., Stoffel, B., Coutier-Delgosha, O., Fortes-Patella, R., Reboud, J., *Experimental and numerical studies on a centrifugal pump with 2d-curved blades in cavitating condition*, CAV2001, 2001
- 45 Huang, P., Bradshaw, P., Coakley, T., *Skin friction and velocity profile family for compressible turbulent boundary layers*, AIAA Journal, 31(9), pp. 1600-1604, 1993
- 46 Idelcik, I., E., *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*, Ed. Tehn., București, 1984
- 47 Ionel, I., *Pumps and pumping*, Elsevier Amsterdam, Oxford, New York, Tokyo, 1986
- 48 Jongen, T., *Simulation and modeling of turbulent incompressible flows.*, PhD thesis, EPF Lausanne, Lausanne, Switzerland, 1992
- 49 Kader, B., *Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers*, International Journal of Heat Mass Transfer, 24(9), pp. 1541-1544, 1981
- 50 Karassik, I.J., Carter R., *Centrifugal pumps*, F.W. Dodge Corp., New York, 1960
- 51 Karassik, I. J., Krutsch, W. C., Fraser, W. H., Messina, J. P., *Pump handbook*, 2nd Edition, McGraw-Hill, New York, 1985
- 52 Karlicek, R., F., *Test equipment and results from 25 hydraulic turbine tests using thermodynamic method*, Proc. of the International Group for Hydraulic Efficiency Measurements – Montreal, 1996
- 53 Kelecy, F., *Best practice for rotating machinery*, Fluent.Inc., 2006
- 54 Kirschner, O., Muntean, S., Susan-Resiga, R., Ruprecht, A., *Swirling flow in a straight cone draft tube: axi-symmetric flow analysis and comparison with circumferentially averaged PIV measurements*, Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 52(66), No 6, pp. 185 – 196, 2007
- 55 Kovats, A., Desmur, G., *Pompes, ventilateurs, compresseurs centrifuges et axiaux*; Editura Dunod, Paris, 1962
- 56 Kruyt, N. P., Van Esch, B. P. M., Jonker, J. B., *A superelement-based method for computing unsteady three-dimensional potential flows in hydraulic turbomachines*, Communications In Numerical Methods In Engineering, 1999
- 57 Lamb, M., *Hydrodynamics*, University Press, Cambridge, 1895
- 58 Lobanoff, V.S., Ross, R.R., *Centrifugal pumps: design & application*, Second Edition, Publishing House Butterworth- Heinemann, Woburn, MA – USA, 1992

- 59 Manninen, M., *On the mixture model for multiphase flow*, VTT Publications 288, Technical research centre of Finland, 1996
- 60 Taivassalo, V., Kallio, S., Mayr, W., *20 years experiences with the thermodynamic method*, Proc. of the International Group for Hydraulic Efficiency Measurements – Montreal, 1996
- 61 Meschkat, S., Stoffel, B., Irmischer, R., Prien, K.-J., Ilg, F., Mollenkopf, G., *Applicability and limitations of the thermodynamic determination of efficiency in the frame of condition orientated maintenance of centrifugal pumps in drinking water plants*, Pump Users International Forum, Karlsruhe, 2000
- 62 Miloş, T., *Pompe și ventilatoare centrifuge și axiale*, Editura Politehnica Timișoara, 2009
- 63 Miloş, T., *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, 2001
- 64 Miloş, T., Anton L.E., *Prediction of the cavitation curves, NPSH<sub>i</sub>, for an axial flow inducer*, Prima Conferință a Hidroenergeticienilor din România, Editura Universitatea „Politehnica” București, pp. 423-432, 2000
- 65 Miloş, T., Baya, A., Anton, L. E., Stuparu, A., *Experimental investigation and optimisation of a pumping station operating point using the variable speed approach*, Proceedings of the International Conference on CSHS03-Belgrade, Serbia, pp. 254-260, 2003
- 66 Miloş, T., Baya, A., Muntean, S., Stuparu, A., Resiga, R., *Automated procedure for design and 3D numerical analysis of the flow through impellers*, 2nd Workshop on Vortex Dominated Flows Bucharest, Romania, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara Transactions on Mechanics Special issue, pp.23-30, București, România, Editura Politehnica Timișoara, 2006
- 67 Miloş, T., Resiga, R., Baya, A., Anton, L. E., Stuparu, A., Muntean, S., *The implementation of CAD and CFD techniques in the design of a centrifugal ventilator with restraints of form and size*, The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics pp. 223 – 228, Editura Politehnica Timișoara, 2004
- 68 Münch, A., Ludwig, G., Stoffel, B., *Experimental investigations concerning the realizability of the potential for improving the efficiency of volute casing pumps by mechanical design and precision manufacturing*, Pump Users International Forum Karlsruhe 10. - 12. October, 2000
- 69 Muntean, S., *Metode numerice pentru determinarea câmpurilor tridimensionale în rotoarele turbinelor Francis*, Teză de Doctorat, Universitatea “Politehnica” Timișoara, 2002
- 70 Muntean, S., Susan-Resiga, R., Anton, I., *Mixing interface algorithm for 3D turbulent flow analysis of the GMM Francis turbine*, in Vad J., Lajos T., Schilling R. (Eds.) *Modelling Fluid Flow: The State of the Art*, Springer Verlag, pp. 359-372, 2004

- 71 Muntean, S., *Numerical investigation and analysis of swirling flow upstream of Kaplan runner for variable discharge*, Susan-Resiga, R., Balint, D., Bernad, S., Anton, I., Proceedings of the 13<sup>th</sup> International Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'06), Vol. II, pp. 964-971, Budapest, Hungary, 2006
- 72 Muntean, S., *Mitigation of pressure fluctuation in a conical diffuser with precessing vortex rope using axial jet control method*, Susan-Resiga, R., Bosioc, I., Stuparu, A., Baya, A., Anton, L.E., Proceedings of the „24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems”, Foz do Iguassu, Brazilia, CD, 2008
- 73 Muntean, S., *Numerical investigation of accelerated swirling flow in Kaplan turbines*, Susan-Resiga, R.F., Balint, D., Bernad, S., Anton, I., Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 51(65), No 3, pp: 37 - 44, 2006
- 74 Nistoreanu V., *Amenajarea resurselor de apă și impactul asupra mediului*, Editura BREN, București, 1999
- 75 Pfleiderer, C., *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag, Berlin, Peterman, H., Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, 1986
- 76 Pfleiderer, K., *Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*, Springer Verlag, Berlin, 1961
- 77 Rouse, H., *Cavitation and pressure distribution, head forms at zero angle of yaw*, McNown, J.S., Iowa Institute of hydraulic research, State University of Iowa, Iowa City, 1948
- 78 Ruprecht, A., *Numerical simulations of unsteady flow instabilities (rotating stall) in pumps*, Ginter, F., Neubauer, R., Workshop on turbomachinery hydrodynamics, Timișoara, 2005
- 79 Ryhming I.L., *Critical evaluation and comparison of contributed solution*, Sottas G., Bottaro A., In Sottas G. and Ryhming I.L., (eds.), *3D-computation of incompressible internal flows*, NNFM 39, pp. 93-100, Vieweg Verlag, Brauchweig, 1993
- 80 Sallaberger, M., *Modern pump impeller design with consideration of non-uniform inlet flow fields*, Sebestyen, A., Mannschreck, E., Pinkas, W., Proceedings of the XXVIII IAHR Congress “Hydraulic Engineering for Sustainable Water Resources Management at the Turn of the Millenium”, Graz, Austria, 1999
- 81 Sanks, R., *Pumping station design*, Butterworth-Heinemann, Boston, 1998
- 82 Schiller, L., *Z. Ver. Deutsch. Ing.*, pp. 77-318, 1935
- 83 Naumann, Z., Schilling R., *A critical review of numerical models predicting the flow through hydraulic machinery blandings*, Reidel N., Ritzinger S., Proceedings of the XVII IAHR Symposium, Beijing, China, Vol. 1, GL2, pp. 15-31, 1994
- 84 Schilling, R., *Design optimization of hydraulic machinery blandings by multi level CFD-technique*, Thum, S., Müller, N., Krämer, S., Reidel, N., Moser, W., Proceedings of the XXI IAHR Symposium, Lausanne, Elveția, Vol. 1, 2002

- 85 Shaw, C., T., *Using computational fluid dynamics*, Prentice Hall, 1992
- 86 Singhal, A.K., Li, H.Y., Athavale, M.M., Jiang, Y., *Mathematical basis and validation of the full cavitation model*, ASME FEDSM'01, New Orleans, Louisiana, 2001
- 87 Sinha, M., Pinarbasi, A., Katz, J., *The flow structure during onset and developed states of rotating stall within a vaned diffuser of a centrifugal pump*, Vol. 123, ASME Transactions of the ASME, 2001
- 88 Stepanoff, A.J., *Cenrifugal and axial flow pumps*, John Wiley Inc. New York 1957
- 89 Stuparu, A., *Determinarea experimentală a randamentului unei pompe centrifuge utilizând metoda termodinamică*, Lucrare de disertație, Timișoara, 2003
- 90 Stuparu, A., Baya, A., Anton, L.E., *The determination of the flow rate of a Kaplan turbine using the thermodynamic method*, Sustainability for Humanity & Environment in the Extended Connection Field Science-Economy-Policy, Timișoara, vol. 2, pp. 187...190, 2005
- 91 Stuparu, A., Baya, A., Anton, L.E., *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 Management", București, pp. 175...180, 2005
- 92 Stuparu, A., Muntean, S., Baya, A., Anton, L.E., *3D numerical investigation of flow through the centrifugal pump with double flux*, Scientific Bulletin of the „Politehnica” University Of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 53(67), Fascicola 3, Proceedings of the 4<sup>th</sup> Workshop on Vortex Dominated Flows, pp. 75...80, 2008
- 93 Stuparu, A., Muntean, S., Baya, A., Anton, L.E., *Numerical investigation of the flow in a straight and bended hydrofoil cascade of an inducer*, Annals of DAAAM for 2008 & Proceedings of the 19th International DAAAM Symposium „Intelligent Manufacturing & Automation: Focus on Next Generation of Intelligent Systems and Solutions”, Trnava, Slovakia, pp. 1327-1328, ISI Proceedings, 2008
- 94 Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Anton, L.E., Baya A., *Numerical analysis of pump hydrodynamics at constant speed*, Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 52(66), No 3, pp. 43 - 48, 2007
- 95 Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Anton, L.E., Baya A., *Numerical investigation of a storage pump at constant speed*, Proceedings of the 3rd Romanian-German Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, pp. 73...84, 2007
- 96 Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Baya, A., Anton, L.E., *Numerical analysis of pump hydrodynamics at constant speed*, Scientific Bulletin of the „Politehnica” University Of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 52(66), Fascicola 3, pp. 43...48, 2007



- 97 Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Baya, A., Anton, L.E., *Numerical investigation of the influence of the suction-elbow on the inlet flow field of a storage pump*, Scientific Bulletin of the „Politehnica” University Of Timisoara, Transactions on Mechanics, Tom 51(65), Fascicola 3, pp. 31...36, 2006
- 98 Stuparu, A., Muntean, S., Balint, D., Baya, A., Anton, L.E., *3D numerical investigation of the flow in a centrifugal pump*, Proceedings of the „Romanian FLUENT Users Meeting”, Editura Printech, București, pp. 43...48, 2006
- 99 Susan-Resiga, R., *Complemente de mecanica fluidelor și tehnici de soluționare numerică*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 1999
- 100 Susan-Resiga, R., Muntean, S., *Periodic boundary condition implementation for the Finite Element Analysis of the cascade flows*, Buletinul Științific al Universității „Politehnica” din Timișoara, Tom 44(58), seria Mecanica, pp. 151-160, 1999
- 101 Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bernad, S., Anton, I., *Numerical investigation of 3D cavitating flow in Francis turbines*. Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow [CMFF'03], September 2003, pp. 950-957, Budapest, Hungary, 2003
- 102 Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bernad, S., Anton, I., *Numerical simulation and analysis of the decelerated swirling flows in hydraulic turbines*, Proceedings of the 13<sup>th</sup> International Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'06), Vol. II, pp. 956-963, Budapest, Hungary, 2006
- 103 Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bernad, S., Balint, D., Balint, I., *Metode moderne de calcul paralel pentru simularea curgerii fluidelor*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2003
- 104 Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bernad, S., Frunză, T., Balint, D., *Thin hydrofoil cascade design and numerical flow analysis, Part II – Analysis*, Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science, Vol. 7, No 3, pp. 175-182, 2006, The Publishing House of the Romanian Academy, 2006
- 105 Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bernad, S., Frunză, T., Balint, D., *Thin hydrofoil cascade design and numerical flow analysis, Part I – Design*, Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Information Science, Vol. 7, No 2, pp. 117-126, The Publishing House of the Romanian Academy, 2006
- 106 Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bosioc, A., Stuparu, A., Miloș, T., Baya, A., Bernad, S., Anton, L.E., *Swirling flow apparatus and test rig for flow control in hydraulic turbines Discharge Cone*, Scientific Bulletin of the “Politehnica” University of Timișoara, Transactions on Mechanics, Tom 52(66), No 6, pp. 203 – 216, 2007

- 
- 107 Tamm, A., *Analysis of a standard pump in reverse operation using*  
Bråten, A., *CFD*, Hydraulic Machinery and Systems, 20<sup>th</sup> IAHR  
Stoffel, B., Symposium, 2001  
Ludwig, G.,
- 108 Tamm, A., *Experimental and 3-D numerical analysis of the flow field*  
Gugau, M., *in turbomachines, part I*, QUANSE 2002, International  
Stoffel, B., Congress on Quality Assessment of Numerical Simulations  
in Engineering, University of Concepción – Chile, 2002
- 109 Tamm, A., *Experimental and 3-D numerical analysis of the flow field*  
Gugau, M., *in turbomachines, part II*, QUANSE 2002, International  
Stoffel, B., Congress on Quality Assessment of Numerical Simulations  
in Engineering, University of Concepción – Chile, 2002
- 110 Tamm, A., *Numerical, experimental and theoretical analysis of the*  
Ludwig, G., *individual efficiencies of a centrifugal pump*, Proceedings  
Stoffel, B., of ASME FEDSM'01 ASME Fluids Engineering Division  
Summer Meeting New Orleans, Louisiana, May 29 – June  
1, 2001
- 111 van Esch, B.P.M., *Simulation of three-dimensional unsteady flow in*  
*hydraulic pumps*, Thesis University of Twente, Enschede,  
1997
- 112 van Os, M.J., Op *A parametric study of the cavitation inception behavior of*  
de woerd, J.G.H., *a mixed-flow pump impeller using a three-dimensional*  
Jonker, J.B. *potential flow model*, The 1997 ASME Fluids Engineering  
Division Summer Meeting, FEDSM'97, June 22-26, 1997
- 113 White, F., *A simple new analysis of compressible turbulent skin*  
Christoph, G., *friction under arbitrary conditions*, Technical Report  
AFFDL-TR-70-133, February 1971
- 114 Wolfstein, M.,  
  
The velocity and temperature distribution of one-  
dimensional flow with turbulence augmentation and  
pressure gradient, International Journal of Heat Mass  
Transfer, 12, pp. 301-318, 1969
- 115 \*\*\*\*\* *IEC 41: International code for field acceptance tests to*  
*determine the hydraulic performance of hydraulic*  
*turbines, storage pumps and pump-turbines*, Publication  
41, 3<sup>rd</sup> edition, 1991
- 116 \*\*\*\*\* *Focus on CFD in the turbomachinery industry*, Fluent Inc.  
Newsletter, Volume 9, Issue 2, 2001