

INVESTIGAȚII ALE CÂMPULUI HIDRODINAMIC ÎN CONUL TUBULUI DE ASPIRAȚIE AL TURBINELOR HIDRAULICE ȘI CONTROLUL CURGERII CU DISPOZITIV MAGNETO-REOLOGIC

Teză de doctorat – Rezumat

destinată obținerii titlului științific de doctor

la Universitatea Politehnică Timișoara

în domeniul de doctorat Inginerie Mecanică de către

autor **Ing. Raul-Alexandru SZAKAL**

Conducător științific Dr. Ing. Sebastian MUNTEAN, CS I

Luna Octombrie, anul 2023

Introducere

Prezenta teză de doctorat tratează hidrodinamica curgerii din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice și controlul curgerii cu dispozitiv magneto-reologic. Teza de doctorat este structurată în 8 capitole și la baza tematicii abordate stau 203 referințe bibliografice din domeniul de specialitate. Problematika tratată în teza de doctorat vine din exploatarea turbinelor hidraulice cu palete fixe înafara punctului de operare cu debit optim (BEP).

Turbinele hidraulice reprezintă încă cea mai mare clasă de echipamente producătoare de energie electrică din surse regenerabile [1]. Acest lucru se datorează maturității de dezvoltare tehnologică la care acestea au ajuns și randamentelor ridicate. Totuși, în ultimii ani, surse regenerabile precum eolian și fotovoltaic au început să se dezvolte rapid, iar contribuția din acestea a crescut de la 5-28% între anii 2005-2018 [1]. Datorită caracterului nepermanent și fluctuant al energiei electrice din surse precum cele două amintite adineauri, turbinele hidraulice sunt utilizate tot mai frecvent ca element de reglaj al rețelelor electrice. Atunci când sunt operate pentru reglajul rețelelor electrice, turbinele hidraulice ajung să opereze la regimuri cu debite parțiale și/sau trec adesea prin opriri-porniri repetate [2]. Această operare defectuoasă conduce la solicitări dinamice și încărcări pe componentele turbinei hidraulice. Costul flexibilității sistemului energetic va fi așadar regăsit în timpul de viață al acestor mașini. Mai mult decât atât, instabilitățile hidrodinamice care se formează în conul de aspirație a turbinelor hidraulice afectează semnificativ randamentul, conduc la vibrații [3] și contribuie la deteriorarea componentelor mecanice [4].

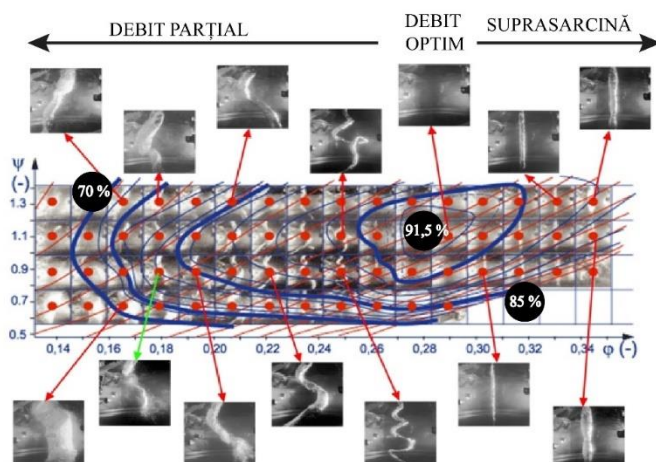


Figura 1. Morfologia instabilităților hidrodinamice a curgerii cu rotație formate în conul de aspirație al turbinei hidraulice Francis la debit parțial și suprasarcină [5]

Structurile macroscopice ale instabilităților hidrodinamice din curgerea cu rotație identificate de Jacob [5], la operarea turbinei hidraulice Francis sunt prezentate în Figura 1. Cele mai agresive fenomene din punct de vedere al nestaționarității curgerii sunt cele la operarea la debite parțiale (70% din debitul optim)[6-9]. Morfologia acestor fenomene este cunoscută sub numele de vârtej funie sau vârtej central. Datorită mișcării de precesie a acestei instabilități, la peretele conului de aspirație apar adesea pulsații mari de presiune. Această instabilitate se înfășoară pe o zonă centrală de quasi-stagnare [10-12].

Pentru a diminua sau chiar elimina complet efectele nefavorabile datorate operării turbinelor hidraulice Francis la regimuri cu debite parțiale, o serie de tehnici și metode de control au fost propuse. O tehnică de control de succes trebuie să asigure 3 lucruri esențiale conform Kougias [2]: (i) tehnica trebuie să se adreseze mai cu seamă cauzei instabilităților auto-induse decât efectelor acestora, (ii) tehnica nu trebuie să afecteze randamentul mașinii hidraulice și (iii) trebuie să poată fi oprită la regimuri de funcționare la care nu este necesară utilizarea ei. În funcție de aportul energetic se deosebesc două clase mari de tehnici de control: tehnici pasive care nu necesită o sursă auxiliară de energie și tehnici active care necesită un aport suplimentar de energie. În ceea ce privește tehnicile pasive, principalele dezavantaje sunt legate de costurile modificărilor structurale în sistem sau pentru componentele turbinei hidraulice în timp ce pentru tehnicile active principalul dezavantaj constă în prețul cantității de energie suplimentare necesare. Teza abordează și discută diverse tehnici de control a curgerii [13-20].

Hidrodinamica vârtejului central și tehnica de control a curgerii prin intermediul unui dispozitiv magneto-reologic sunt studiate în cadrul tezei de doctorat prin intermediul unui surogat de turbină hidraulică, numit generator de vârtej [21], Figura 2. Generatorul de vârtej este un aparat hidrodinamic format dintr-un ansamblu de două paletaje, unul fix numit stator și unul mobil, numit rotor, aflat în mișcare de rotație. Cele două paletaje sunt montate într-o secțiune de test cilindrică. Rotorul se rotește liber la 1020 rpm atunci când un debit de 30 l/s străbate secțiunea de test. Rotorul a fost proiectat să genereze un exces de energie cinetică spre periferie și un deficit spre butuc reproducând curgerea din turbina Francis FLINDT model la 70% din debitul optim de funcționare. Prin modificarea turației rotorului liber al generatorului de vârtej cu frâna magneto-reologică sunt obținute și analizate regimuri hidrodinamice la debite parțiale.

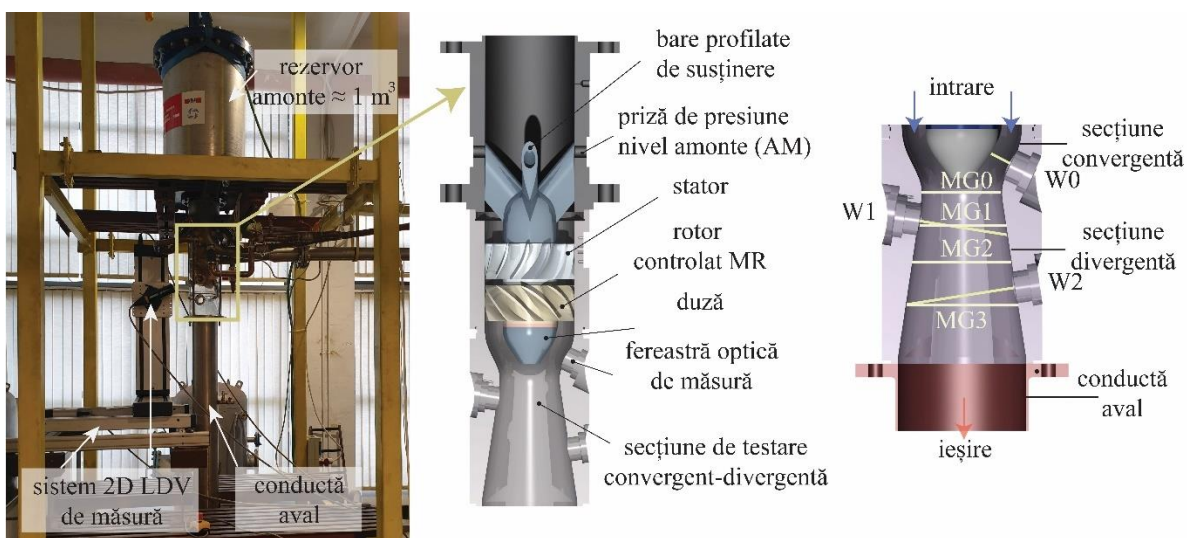


Figura 2 Standul experimental, generatorul de vârtej de la Facultatea de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara și secțiunea de testare

Teza de doctorat își propune să contribuie la înțelegerea fenomenelor hidrodinamice din turbinele hidraulice Francis la operarea cu debite parțiale. Pentru analiza fenomenelor hidrodinamice

au fost realizate atât investigații experimentale cât și simulări numerice. Investigațiile experimentale au fost realizate prin intermediul generatorului de vârtej de la Facultatea de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara. Analiza experimentală permite cuantificarea fenomenelor hidrodinamice nestaționare cu echipamente de măsură a pulsațiilor de presiune la peretele secțiunii de testare și măsurarea profilelor mediate de viteză cu sistemul 2D Laser Doppler Velocimetry (LDV). Simularea numerică 3D nestaționară a curgerii a fost realizată cu pachetul software Fluent 6.3 pentru a extinde înțelegerea fenomenelor din generatorul de vârtej.

Aplicarea tehnicii de control a turației cu dispozitive magneto-reologice în domeniul turbinelor hidraulice este un concept inovativ care vizează îmbunătățirea funcționării pe un domeniu extins de debite.

Au fost stabilite două **obiective specifice** pentru a atinge obiectivul tezei:

1. *Proiectarea și testarea unui dispozitiv magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej în apă.*
2. *Investigarea numerică și experimentală a curgerii 3D nestaționare cu rotație aval de rotorul turbinelor hidraulice pentru a identifica sursa componentei de tip piston auto-indusă în curgerea cu rotație.*

Luând în considerare obiectivele specifice definite mai sus, teza de doctorat a fost structurată în 8 capitole după cum urmează:

Capitolul 1. Introducere – implică studierea stadiului actual al cercetărilor în domeniul turbinelor hidraulice și al proiectării dispozitivelor magneto-reologice de tip frână.

Capitolul 2 Proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej – descrie metodologia de proiectare pentru dispozitivul magneto-reologic de control precum și analiza comportamentului fluidelor magneto-reologice selectate pentru utilizarea în aplicație. Utilizând magneto-reometrul Physica MCR 300 din cadrul Facultății de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara au fost investigate fluidele magneto-reologice comerciale MRF 132 DG și MRF 336 AG și un fluid compozit bi-dispers în două concentrații SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G și SMR 35% Fe + UTR Ms 950 G produse de Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara special pentru acest tip de aplicații.

Capitolul 3 Validarea metodologiei de proiectare și analiza funcționării dispozitivului de frânare magneto-reologic în mediu de lucru apă și aer – prezintă validarea metodologiei de proiectare și analiza funcționării dispozitivului magneto-reologic la operarea în mediu de lucru aer și în apă.

Capitolul 4 Investigarea experimentală a curgerii în configurație dreaptă din generatorul de vârtej la diferite regimuri obținute prin control magneto-reologic – prezintă investigațiile experimentale realizate în configurație dreaptă cu dispozitivul magneto-reologic de control a curgerii pe standul de vârtej de la Facultatea de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara. Este analizat câmpul hidrodinamic mediat al componentelor meridională și circumferențială ale vitezei (măsurători de viteze - 2D Laser Doppler Velocimetry) și cel nestaționar de presiune (măsurători de presiune – echipamentul de măsurare a presiunii nestaționare la peretele secțiunii de test) la mai multe regimuri de funcționare obținute prin control magneto-reologic.

Capitolul 5 Investigarea numerică 3D a instabilităților hidrodinamice auto-induse în configurație dreaptă – Prezintă validarea simulărilor numerice realizate la același regimuri de operare ca și cele obținute experimental cu scopul de a extinde înțelegerea fenomenelor hidrodinamice din conul tubului de aspirație al generatorului de vârtej. Este susținut faptul că simularea numerică reproduce rezonabil câmpul mediat de viteze și cel nestaționar de presiune.

Capitolul 6 Analiza morfologiei vârtejurii central – utilizând rezultatele experimentului numeric validat, în acest capitol este studiată morfologia nestaționară a filamentului central de vârtej unde este analizată evoluția filamentului vârtejurii central în timp și cu modificarea regimului hidrodinamic. Sunt explicate mecanismele care generează componenta de tip piston în curgere monofazică, în configurație dreaptă, în conul de aspirație al generatorului de vârtej.

Capitolul 7 Analiza câmpului hidrodinamic și influența geometriei cotului asupra frecvenței piston indusă – prezintă analiza experimentală a curgerii la mai multe regimuri de operare obținute prin control magneto-reologic în conul tubului de aspirație la interacțiunea cu 3 geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație.

Capitolul 8 Concluzii, contribuții personale și perspective - prezintă concluziile finale obținute în urma studiului realizat precum și contribuții personale și perspective pentru continuarea cercetării.

Primul pas, realizat în **Capitolul 2**, spre atingerea obiectivelor specifice propuse a fost proiectarea aplicației cu fluid magneto-reologic pentru controlul turației rotorului generatorului de vârtej. Principiul care stă la baza operării acestui tip de dispozitiv presupune montarea unui fluid controlabil magnetic (numit în continuare fluid magneto-reologic) în interstițiul dintre două corpuri aflate în mișcare de rotație unul față de celălalt. Prin intermediul unui electromagnet plasat în apropierea interstițiului, jugul magnetic este transmis perpendicular pe interstițiu, iar vâscozitatea fluidului magneto-reologic crește. Acest efect este rapid (de ordinul milisecundelor [22]) și reversibil. Etapele urmate în acest capitol sunt:

- i. studiu bibliografic împreună cu analiza critică a avantajelor utilizării fluidelor magneto-reologice în aplicații de control;
- ii. definirea cerințelor pentru aplicația țintită;
- iii. identificarea considerentelor de proiectare precum și alegerea tipului de geometrie a dispozitivului, proiectarea/calculul circuitului magnetic, stabilirea legăturii dintre momentul magneto-reologic de frânare cu proprietățile fluidului magneto-reologic și condițiile de funcționare dar și caracterizarea magneto-reologică a fluidelor selectate pentru aplicație.

Din constrângerile geometrice disponibile în butucul rotorului generatorului de vârtej, rezultă pentru dispozitivul de proiectat raportul $R_{ext}/L = 0.67$. Drept urmare, conform recomandărilor lui Nguyen și Choi [23] a fost selectată o geometrie de tip cilindru dublu concentric cu o singură bobină, Figura 3.

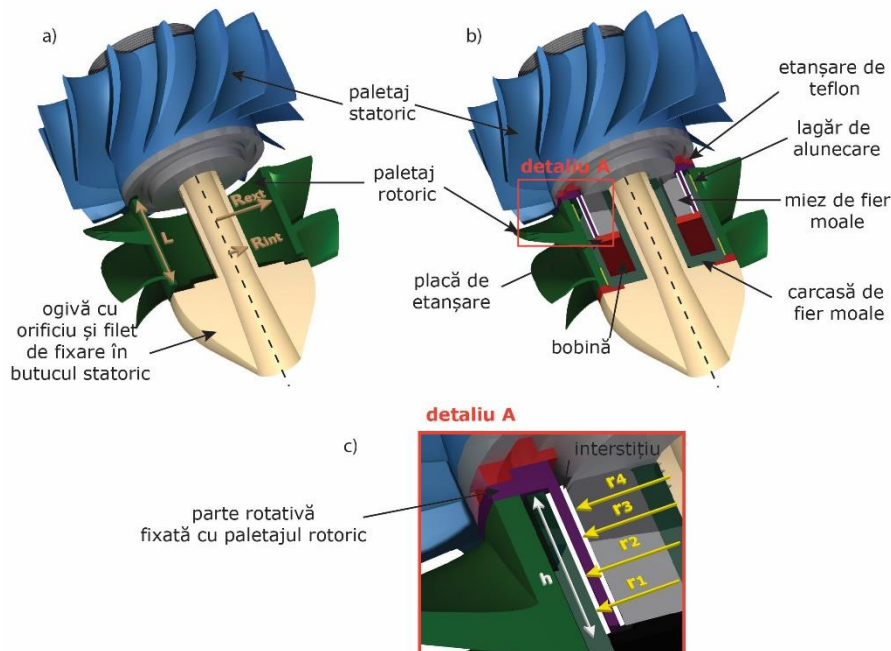


Figura 3. Secțiune butuc paletaj rotoric (a) geometria selectată pentru dispozitivul magneto-reologic de control (b) detaliu privind interstițiile rezultate (c)

Dispozitivul magneto-reologic se adresează controlului curgerii la regimuri de operare quasi-staționare. La aceste regimuri, vârtejul central este dezvoltat, iar generatorul de vârtej nu

funcționează în regimuri tranzitorii. Din acest motiv, răspunsul dinamic al dispozitivului și timpul de activare al fluidului magneto-reologic în dispozitiv este neglijat. Pentru frânarea rotorului la 300 de rpm este deci necesar un moment de **5.57 Nm** la o putere de 341 W determinată din simulare numerică [24]. Drept urmare, principala cerință care se consideră în etapa de proiectare este momentul și turația pe care trebuie să le satisfacă prin frânare magneto-reologică dispozitivul. Pornind de la concepte de viscozimetre [25, 26], pentru calculul momentului magneto-reologic de frânare în dispozitive dublu concentrice a fost dezvoltată relația de calcul:

$$M = 2\pi hr_2^2 \left(\frac{2\Omega}{p}\right)^p c \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{2/p}\right]^{-p} + 2\pi hr_3^2 \left(\frac{2\Omega}{p}\right)^p c \left[1 - \left(\frac{r_3}{r_4}\right)^{2/p}\right]^{-p} \quad (1)$$

unde M este momentul de frânare generat de forfecare fluidului în interstițiile dispozitivului (marcate cu alb în Figura 3b), c și p parametrii caracteristici fluidului magneto-reologic obținuți cu Legea Puterii ($\tau = c \dot{\gamma}^p$), $r_1...r_4$ razele din care reies dimensiunile interstițiilor, h înălțimea interstițiilor, și Ω viteza unghiulară. Această ipoteză consideră forfecarea unui fluid ne-newtonian în interstițiile dispozitivului.

Pentru a studia aportul relației dezvoltate, a fost utilizată comparativ și o formulă simplificată de calcul care consideră forfecarea unui fluid newtonian:

$$M = 2\pi h\tau(\dot{\gamma})(r_3^2 + r_2^2) \quad (2)$$

unde $\tau(\dot{\gamma})$ este tensiunea de forfecare citită direct de pe curbele de curgere, iar r_3 și r_2 razele paharului aflat în mișcare de rotație, vezi Figura 3c.

Inițial, au fost selectate pentru analiza comportamentului magneto-reologic 4 fluide magnetoreologice, 2 fluide comerciale (MRF 132 DG și MRF 336 AG) produse de Lord Corporation și 1 fluid compozit bi-dispers în două concentrații (nano-micro compozitul SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 și 950 G) produse de Laboratorul de Lichide Magnetice (LLM) al Academiei Române – Filiala Timișoara. Utilizând magneto-reometrul Physica MCR 300 dotat cu celula magneto-reologică placă-placă au fost obținute curbele de curgere și vâscozitate pentru cele 4 fluide. A fost utilizat modelul lui Casson ($\sqrt{\tau} = \sqrt{\tau_c} + \sqrt{\eta_c \dot{\gamma}}$) pentru analiza tensiunii de prag Casson τ_c și a vâscozității Casson η_c pentru toate cele 4 fluide selectate inițial.

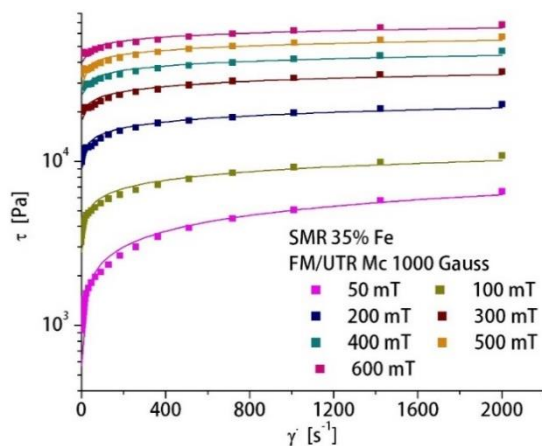


Figura 4. Curbele de curgere pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G – modelare cu formula Power Law

B [mT]	c	p	R^2
50	555.17	0.3188	0.9999
100	2772.55	0.17	0.9991
200	8336.608	0.123	0.997
300	15640.86	0.1009	0.999
400	21912.66	0.092	0.9978
500	33419.97	0.075	0.9994
600	39457.93	0.07	0.998

Tabelul 1. Parametrii de modelare necesari pentru dimensionarea momentului de frânare

Datorită disponibilității și analizelor magneto-reologice au fost selectate pentru utilizare în metodologia de proiectare și dispozitiv două din cele 4 fluide magnetoreologice, selectate inițial:

MRF 132 DG produs de Lord Corporation și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G produs special pentru această aplicație de către Laboratorul de Lichide Magnetice al Academiei Române – Filiala Timișoara. Figura 4 prezintă curbele de curgere pentru SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G, iar tabelul 2 prezintă parametrii de modelare necesari pentru dimensionare momentului M cu ecuația (1).

În acest fel a fost dimensionat momentul magneto-reologic pentru dispozitivul proiectat. Diferențe de cel mult 5% au fost obținute între relația (1) (ec. (2.14) din teză) dezvoltată și relația (2) (ec. (2.7) din teză). Peste datele calculate, cu benzi verticale a fost reprezentată abaterea standard σ_M determinată din incertitudinile aleatoare de măsurare a comportamentului fluidelor magneto-reologice.

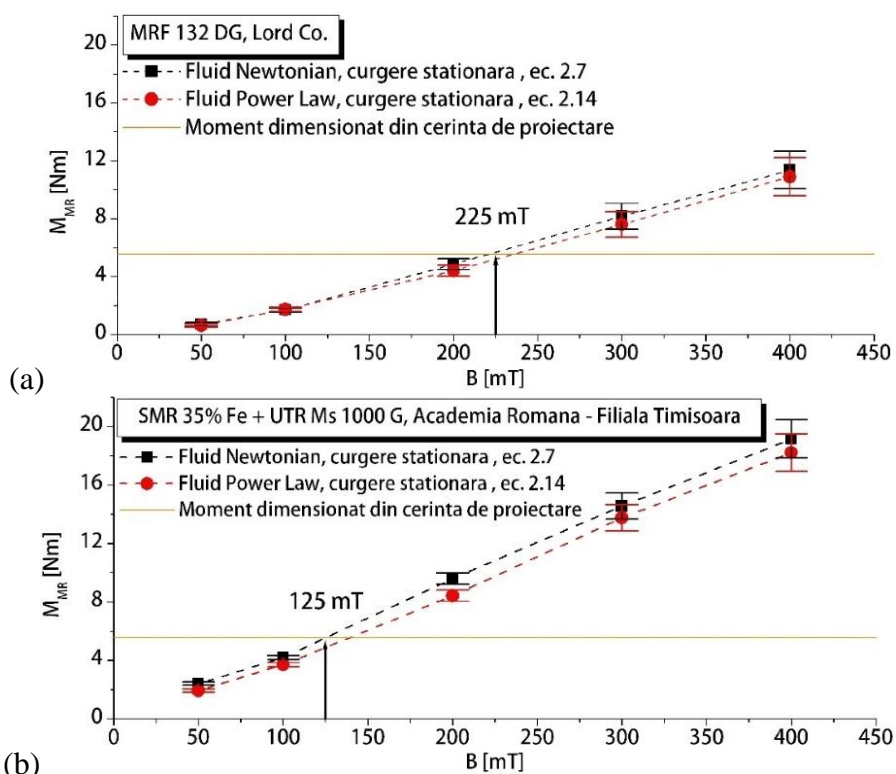


Figura 5. Momentul magneto-reologic calculat în funcție de inducția B a câmpului magnetic în proba MRF132 DG (a) respectiv SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G (b)

Rezultatele evidențiate la finalul capitolului 2 subliniază faptul că fluidul SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G produs de LLM are un comportament superior din punct de vedere al performanțelor magneto-reologice și al momentului de frânare. Acesta atinge momentul de 5.57 Nm la o valoare a inducției câmpului magnetic cu 40% mai mică decât MRF 132 DG.

În continuare, în **capitolul 3** este validată metodologia de proiectare pe un dispozitiv scara 1:1 cu cel proiectat pentru controlul curgerii în generatorul de vârtej. Această parte de manuscris prezintă analize și studii experimentale realizate pentru a valida metodologia de proiectare și a explora comportamentul în funcționare al dispozitivului în mediu de lucru aer și apă.

Aceste analize au fost realizate pe standul de încercare a dispozitivelor MR de la Facultatea de Mecanica a Universitatii Politehnica Timișoara dezvoltat de d-l. ș.l.dr.ing. Alin Ilie Bosioc [27], Figura 6a. Standul permite comanda turației motorului electric și înregistrează momentul de frânare prin intermediul unui traductor de moment. Au fost analizate turații de la 100-11000 rpm în acord cu domeniul de turații al generatorului de vârtej. Datorită unei secțiuni cilindrice montate peste frâna magneto-reologica, este permisă investigarea comportamentului dispozitivului la operare cu diverse fluide magneto-reologice în apă, Figura 6b.

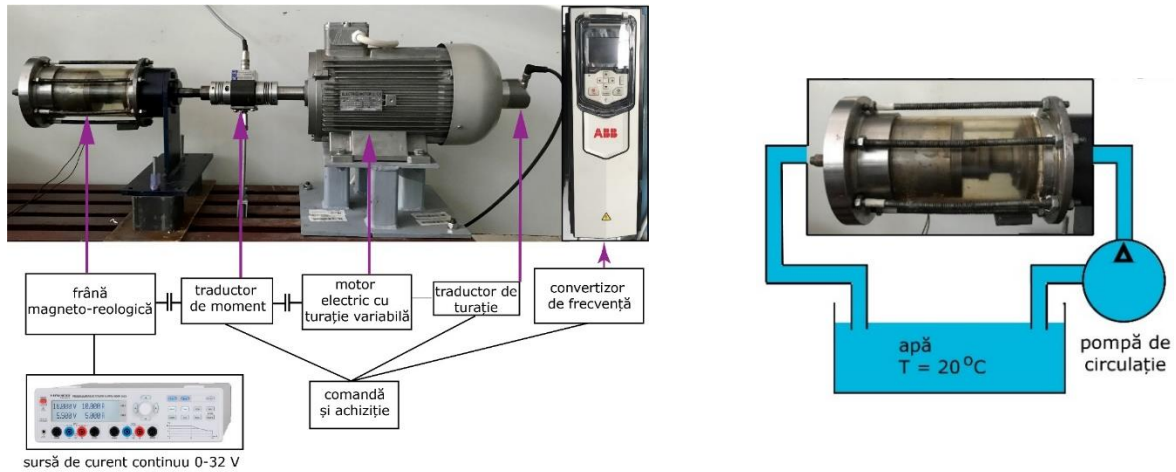


Figura 6. Standul experimental pentru investigarea dispozitivelor magneto-reologice (a) schema de montaj ce permite analiza în mediu de lucru apă (b)

Rezultatele măsurătorilor cu fluidele magneto-reologice selectate în capitolul precedent, sunt prezentate în capitolul 3 sub forma curbelor de variație a momentului magneto-reologic de frânare în funcție de inducția câmpului magnetic B în probă, Figura 7. Datele sunt prezentate comparativ pentru măsurătorile în mediu de lucru aer, Figura 7a și în mediu de lucru apă, Figura 7b. Pentru trasarea curbelor, s-a realizat analiza experimentală a câmpului magnetic în dispozitiv cu sonda Hall conectată la teslametrul Gauss FW Bell 5040. Astfel, momentul magneto-reologic a fost interpretat în funcție de inducția câmpului magnetic în probă. Cu puncte este reprezentat momentul magneto-reologic măsurat pentru toate regimurile de operare, iar cu polinoame de ordinul I, linii continue sunt prezentate tendințele. Cu linie continuă roșie este reprezentat momentul impus în cerința de proiectare.

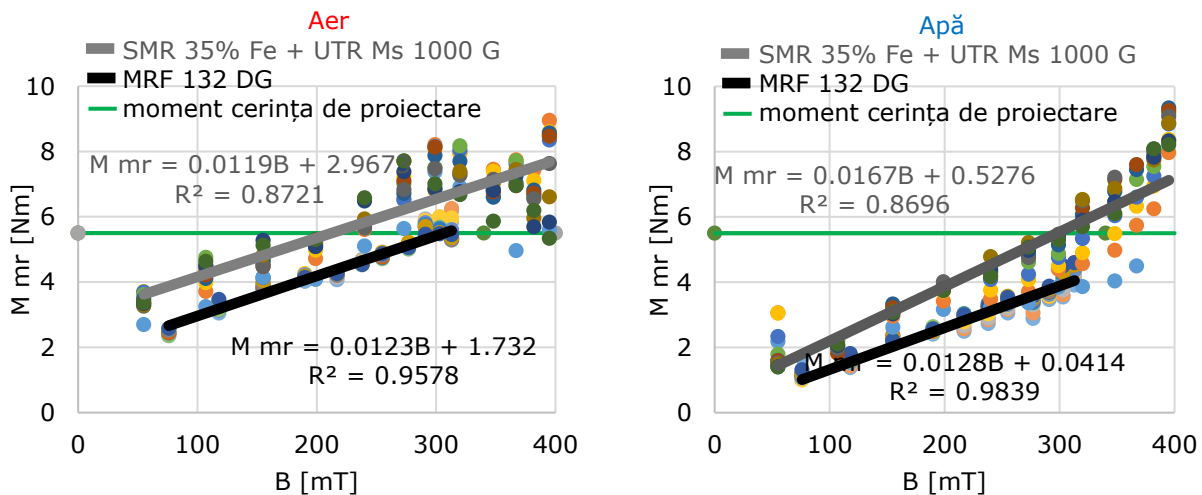


Figura 7. Variația momentului magneto-reologic de frânare măsurat în funcție de inducția câmpului magnetic B în cele două probe la operarea în mediu de lucru aer (a) și apă (b)

La operarea în apă, SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G atinge momentul impus în cerința de proiectare la aproximativ 300 mT inducție B a câmpului magnetic în probă. În timpul campaniei de măsurători **MRF 132 DG** evidențiază un **comportament de "spălare"** a microparticulelor de Fe și nu atinge pragul de moment impus la proiectare pentru aplicația noastră. Din acest motiv, nu este recomandat pentru utilizarea în aplicații care funcționează sub apă.

La operarea în aer, ambele fluide ating cerința de proiectare de 5.57 Nm, Figura 7a. Aceste date sunt în continuare utilizate pentru validarea metodologiei de proiectare. Calculul momentului magneto-reologic de frânare este corectat cu lungimea activă a interstițiului identificată din

măsurătorile cu sonda Hall. Cu linii discontinue este reprezentat momentul dimensionat inițial, cu linii continue cel corectat, iar cu pătrate de culoare neagră rezultatele experimentale. Luarea în considerare a diminuării intensității câmpului magnetic în zona de capăt corectează rezultatele determinate în etapa de proiectare, corelându-le mai bine cu datele experimentale, Figura 8a,b. Ca urmare, în metodologia de proiectare se recomandă luarea în considerare a lungimii active pentru a prezice cât mai precis momentul magneto-reologic de frânare în etapa de proiectare.

În continuare este analizată funcționarea dispozitivului magneto-reologic de control a curgerii proiectat. Sunt studiate contribuțiile în momentul total de frânare ale momentului datorat frecărilor mecanice (M_{mec}), a momentului de frânare electro-magnetic (M_{em}) și a momentului de frânare magneto-reologic (M_{mr}). Această analiză a fost realizată pentru aceleași regimuri de operare ca în Figura 7. Rezultatele evidențiază faptul că cea mai mare contribuție în momentul total de frânare este cea datorată frânării magneto-reologice și variază de la 58-85% pentru toate datele analizate la operare în aer și în apă. În particular, la operarea în apă, **SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G** contribuie cu 70-85% din momentul total de frânare, motiv pentru care este **selectat pentru utilizarea în controlul regimului hidrodinamic în generatorul de vârtej**.

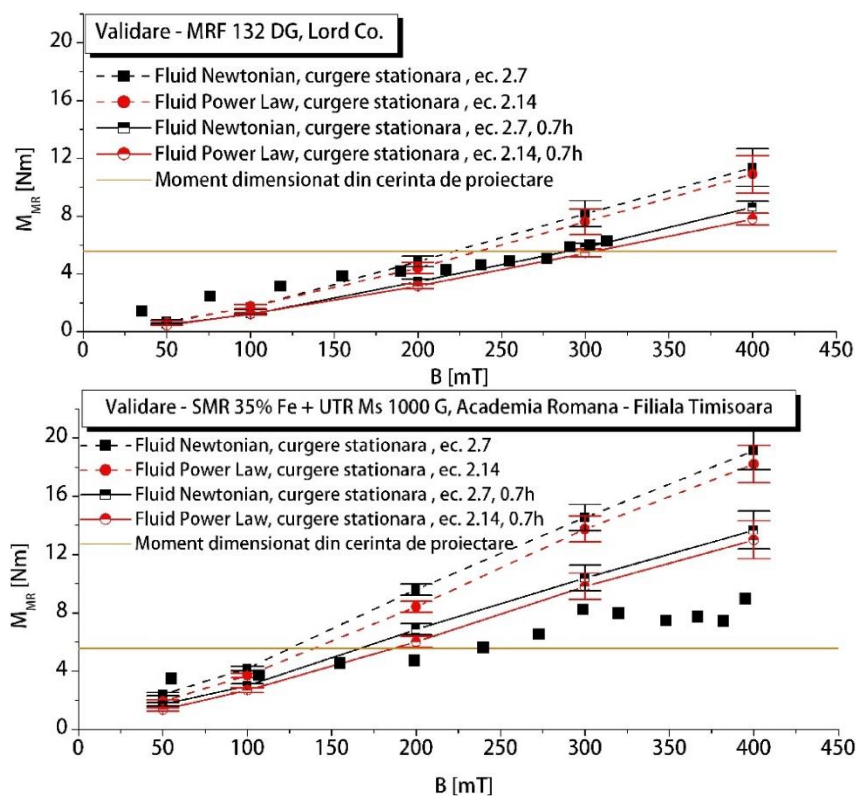


Figura 8. Verificarea momentului magneto-reologic calculat cu cel obținut experimental funcție de inducția câmpului magnetic B [mT] în proba MRF132 DG (a) respectiv SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G (b)

Cu dispozitivul magneto-reologic proiectat și fluidul selectat, în **capitolul 4** s-a realizat analiza experimentală a câmpului hidrodinamic la mai multe regimuri de operare în generatorul de vârtej. A fost utilizat standul experimental prezentat în Figura 2, cu frâna magneto-reologică proiectată, instalată în butucul rotorului generatorului de vârtej [28]. În configurație dreaptă (con și conductă) au fost selectate 7 regimuri de operare prin frânarea rotorului generatorului de vârtej de la 1020 rpm la 800 rpm. Aceleași regimuri au fost investigate numeric în capitolul 5, iar ulterior în capitolul 6 cu scopul de a identifica sursa componentei de tip piston auto-indusă în curgerea cu rotație.

Morfologia fenomenelor generate de generatorul de vârtej este asemănătoare celor din Figura 1. În apropierea turației de 1020 rpm, vârtejul central din generatorul de vârtej este puternic dezvoltat

și nestaționar asemănător celui din turbina Francis FLINDT la operarea la 70% din debitul optim de funcționare. Prin scăderea turației rotorului generatorului de vârtej la 800 rpm, curgere este îmbunătățită, rotația este diminuată, iar nestaționaritatea curgerii scăzută. Analiza cantitativă a îmbunătățirii condițiilor de curgere este susținută de spectrele de putere Fourier obținute din pulsații de presiune măsurate la peretele secțiunii de testare. Diagramele 3D ale spectrelor de putere Fourier pentru nivelul de măsură MG1 (plasat în zona conică a secțiunii de testare) și pentru nivelul AM (plasat amonte de generatorul de vârtej) sunt prezentate în Figura 9 pentru 7 regimuri de operare ale generatorului de vârtej obținute prin control magneto-reologic.

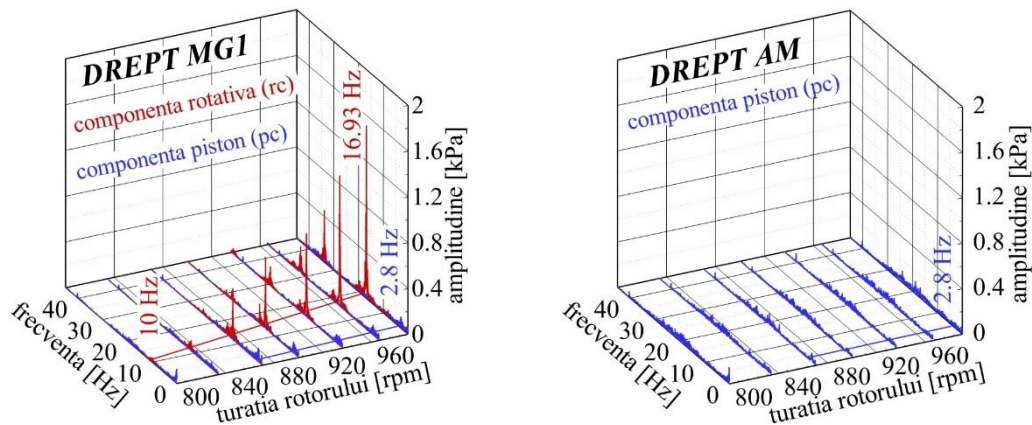


Figura 9. Spectrele de putere Fourier ale pulsațiilor de presiune nestaționară la peretele secțiunii de test din măsuri experimentale la turație variabilă în configurație dreaptă pentru nivelul de măsură MG0 și MG2

Spectrele de putere Fourier ajută la identificare în curgere a două componente: cu roșu este reprezentată componenta de tip rotativ (cauzată de mișcarea de rotație a instabilității în jurul axei conului), iar cu albastru componenta de tip piston (cauzată de auto-excitația curgerii). Sunt confirmate aspectele din literatură conform cărora: pulsațiile de presiune de tip rotativ se manifestă local în conul tubului de aspirație [3], iar cele de tip piston se propagă în întreg traseul hidraulic [29].

Prin propagarea în traseu hidraulic, componenta de tip piston identificată poate interacționa cu alte frecvențe și conduce la rezonanță [30]. Din acest motiv o atenție sporită va fi acordată în capitolul 6 acestei componente cu scopul de a contribui la înțelegerea sursei acesteia. Prin control magneto-reologic al turației rotorului generatorului de vârtej până la 800 rpm, frecvențele identificate și amplitudinile asociate pulsațiilor de presiune au fost diminuate cu mai mult de 90%.

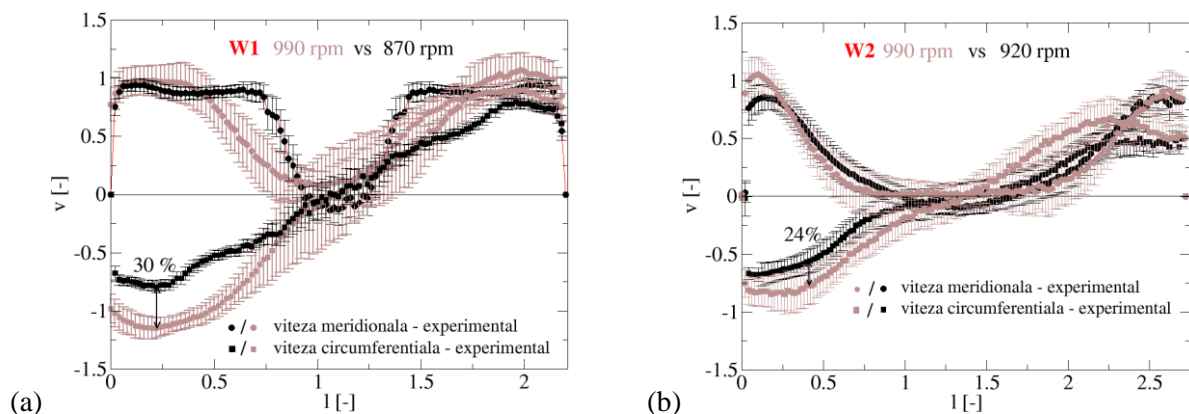


Figura 10. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate experimental pe fereastra W1 (a) la turația de 990 rpm (gri) vs. 870 rpm (negru) și pe fereastra W2 (b) la turația de 990 (gri) vs 920 rpm (negru) a rotorului controlat magneto-reologic

În continuare sunt determinate experimental profilele mediate ale componentei meridionale și circumferențiale ale vitezei, Figura 10. Din literatură se cunoaște faptul că acest tip de curgere este caracterizat de o zonă centrală de stagnare și de curgerea cu rotație lângă perete [18]. Așadar, este de interes influența modificării regimului hidrodinamic asupra zonei de stagnare și asupra configurației curgerii cu rotație. În teză, sunt comparate profilele de viteză mediată ale celor două componente enunțate mai sus în zona convergentă (fereastra W0, vezi Figura 2) și divergentă (fereastra W1 și W2, vezi Figura 2) a secțiunii de testare comparativ pentru diferite regimuri hidrodinamice obținute prin control magneto-reologic. Rezultatele evidențiază faptul că prin control magneto-reologic sunt diminuate condițiile de dezvoltare a vârtejului central:

- zona de quasi-stagnare identificată din profilul mediat al componentei meridionale scade cu până la aproximativ 30%, de la 0.3 la 0.1 din lungimea l a axei de măsură cu scăderea turației rotorului de la 990 rpm la 870 rpm;
- rotația curgerii identificată în profilul medial al componentei circumferențiale scade cu până la 30% pe fereastra W1 la scăderea turației rotorului de la 990 rpm la 870 rpm și cu până la 20% pe fereastra W2 cu scăderea turației rotorului de la 990 rpm la 920 rpm.

În **capitolul 5**, au fost studiate prin simulare numerică aceleași regimuri de curgere precum cele obținute experimental. Investigarea vârtejului central și a instabilităților hidrodinamice auto-induse din generatorul de vârtej la turație variabilă s-a realizat în acest capitol prin intermediul simulării numerice. Configurația curgerii cu rotație produsă de generatorul de vârtej duce la dezvoltarea în conul secțiunii de testare a unei zone cu valori mari ale vitezei tangențiale spre periferie și deficit în centru așa cum s-a arătat în datele experimentale prezentate în capitolul anterior. Aceste condiții hidrodinamice duc la dezvoltarea structurii macroscopice cunoscută în literatura de specialitate sub numele de vârtej funie sau vârtej central [31-36]. În turbinele hidraulice cu palete fixe (ex. Francis sau propeler), aceste fenomene apar în conul tubului de aspirație la operarea cu debite parțiale [6, 37, 38]. Scopul acestor investigații este de a identifica sursa componentei de tip piston auto-indusa în curgerea cu rotație și de a cuantifica evoluția ei în funcție de turația rotorului. Primul pas în atingerea acestui scop constă în validarea rezultatelor numerice cu datele experimentale în curgerea cu rotație investigată în Capitolul 4. Datele numerice validate constituie o bază solidă pentru analizele realizate în capitolul următor unde am utilizat modelul matematic al spirei logaritmice 3D propus de Stuparu și Resiga [39] pentru descrierea morfologiei filamentului de vârtej central în timp pentru mai multe regimuri de operare ale generatorului de vârtej [40].

Simularea numerică a curgerii în generatorul de curgere cu vârtej s-a realizat prin utilizarea pachetului software comercial Fluent 6.3 [41]. Am utilizat tehnica de cuplare prin intermediul metodei interfeței de amestec [41] pentru a transfera curgerea între cele patru domenii ale generatorului de vârtej (barele profilate de susținere, paletajul statoric, paletajul rotoric și secțiunea de testare convergent-divergentă). Schema de calcul iterativă utilizată pentru calculul curgerii în cele patru domenii este prezentată în Figura 11.

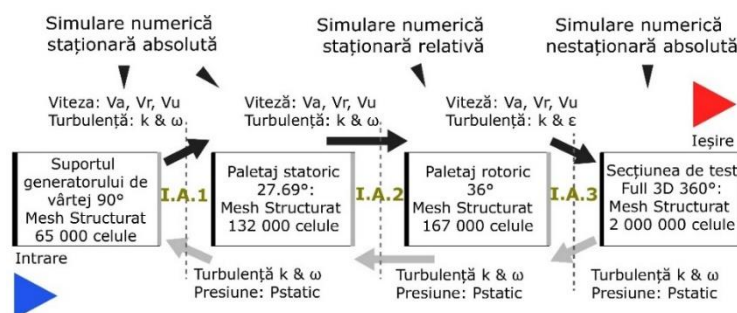


Figura 11. Schema de calcul iterativă utilizând metoda interfețelor de amestec în generatorul pentru calculul curgerii în generatorul de vârtej și secțiunea de testare.

A fost realizat un calcul iterativ, care în direcția curgerii normale a fost transferat între domeniile de analiză prin intermediul celor trei componente de viteză (v_a – viteza axială, v_u – viteza tangențială și v_r – viteza radială) precum și a mărimilor de turbulență (k și ω sau ϵ). În direcția opusă curgerii au fost impuse următoarele condiții la limită: presiunea statică (P_{static}) și mărimile de turbulență (k și ω sau ϵ). Toate geometriile au fost discretizate cu rețele de elemente structurate. Domeniul suportului generatorului de vârtaj, al statorului și al rotorului au fost simplificate în acord cu simetria geometrică și periodicitatea hidrodinamică a curgerii. Pe frontiera de intrare a suportului generatorului de vârtaj a fost impusă componenta axială a vitezei corespunzătoare debitului măsurat pe standul experimental și mărimile de turbulență determinate pentru curgerea într-o conductă. La frontiera de ieșire din secțiunea de test a fost impusă condiția de echilibru radial. Pe domeniul suportului generatorului de vârtaj și al statorului am calculat curgerea staționară absolută, pe cel al rotorului curgerea staționară relativă, iar pe cel al secțiunii de testare am calculat curgerea nestaționară absolută. Pentru simularea curgerii în domeniul suportului generatorului de vârtaj, al paletajului statoric și al celui rotoric a fost utilizat modelul de turbulență $k-\omega$. Pentru domeniul secțiunii de testare a fost utilizat modelul RSM [42], care surprinde cu detaliile câmpului hidrodinamic asociat curgerii decelerate cu rotație în gradient advers de presiune.

Prima verificare în ceea ce privește gradul de încredere în simulările numerice a constat în verificarea conservării debitului și a fluxului de moment tangențial la interfețele de amestec pentru 6 regimuri de funcționare de la 1020 la 800 rpm, Figura 12.

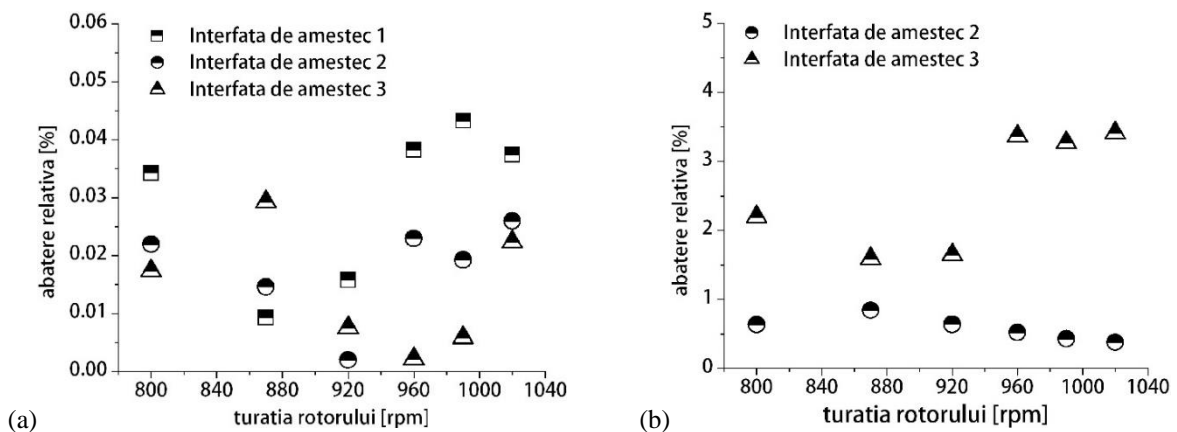


Figura 12. Conservarea debitului masic prin interfețele de amestec (a), conservarea fluxului de moment tangențial (b) în funcție de turația rotorului

Debitul și fluxul de moment tangențial sunt mărimi integrale care asigură conservarea punctului de funcționare studiat. Rezultatele prezentate în Figura 12 arată că debitul este conservat cu o precizie în limita a 0.043%, iar fluxul de moment tangențial este transferat cu o precizie în limita a 3.5%. Conservarea mărimilor integrale ale curgerii prin interfețele de amestec asigură păstrarea punctului de funcționare în timpul calculului realizat.

În continuare, am validat câmpul mediat de viteze și câmpul nestaționară de presiune din secțiunea de test. Câmpul mediat reprezentat de profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei a fost validat cu date experimentale după cum urmează:

- pe axa de măsură a ferestrei W0 la regimurile 990, 960, 920, 870 și 800 rpm;
- pe axa de măsură a ferestrei W1 la regimurile 990, 960, 920, 870;
- pe axa de măsură a ferestrei W2 la regimurile 990, 960, 920 rpm;

Un exemplu de validare este prezentat în Figura 13 pe fereastra W1 la 870 rpm unde sunt comparate profilele mediate ale componentei meridionale și circumferențiale ale vitezei obținute din simulare numerică cu datele experimentale.

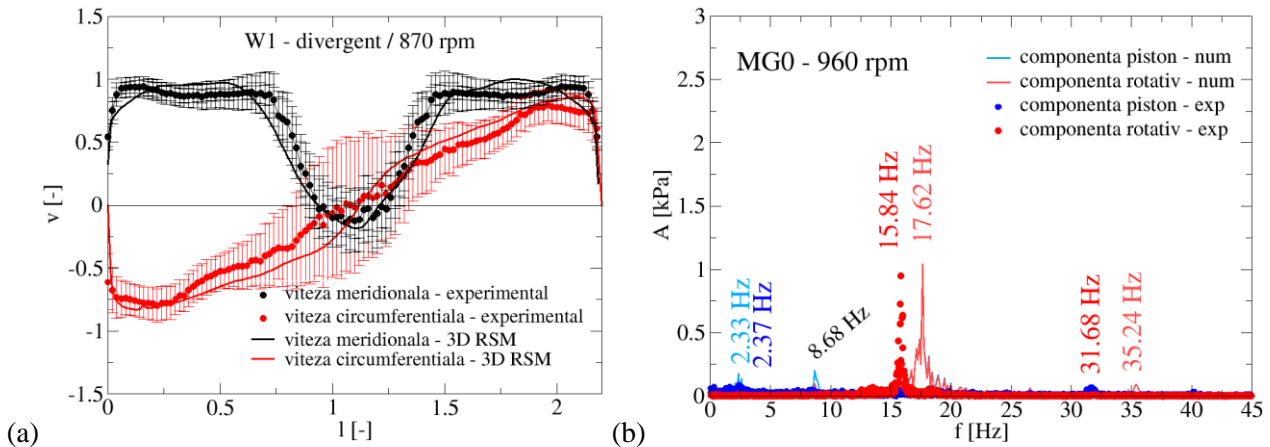


Figura 13. Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate din simulare numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. date experimentale (puncte) pe axa de măsură a ferestrei optice W1 la 870 rpm (a) și validarea spectrelor de putere Fourier din simularea numerică 3D nestaționară cu modelul RSM (linie continuă) vs. experiment (puncte) pentru regimurile la 960 (b)

Profilele mediate ale componentelor meridională și circumferențială ale vitezei determinate experimental sunt reproduse de rezultatele numerice în limita fluctuației rădăcinii medii pătratică a vitezei u_{RMS} reprezentată cu benzi verticale peste datele experimentale.

Câmpul nestaționar de presiune a fost validat pe nivelul MG0, MG1, MG2 și MG3 de măsură prin compararea spectrelor de putere Fourier obținute din simularea numerică cu date experimentale. Frecvența de tip rotativ este identificată din rezultatele numerice la 18.42 Hz, 17.62 Hz, și 12.64 Hz pentru turațiile de 990, 960 și 870 rpm. Un exemplu de validare este prezentat în Figura 13b.

Simularea numerică 3D nestaționară a curgerii cu modelul de turbulență RSM surprinde rezonabil atât câmpul mediat al vitezei cât și câmpul nestaționar de presiune din secțiunea de testare. Drept urmare, rezultatele numerice vor fi utilizate în Capitolul 6 pentru analiza morfologiei vârtejului central și identificarea sursei componente de frecvență de tip piston din curgerea cu rotație din generatorul de vârtej pentru mai multe regimuri de funcționare.

În **capitolul 6** a fost extinsă investigarea hidrodinamicii curgerii prin intermediul simulării numerice a curgerii 3D incompresibile, validate experimental în generatorul de vârtej. A fost identificat vârtejul central și morfologia acestuia în timp pentru regimuri de funcționare la 800, 870 și 920 rpm. Filamentul asociat vârtejului central a fost extras pentru aproximativ 100 de pași de timp pentru fiecare regim de funcționare analizat. Filamentul asociat vârtejului central a fost reconstruit prin intermediul modelului 3D al spiralei logaritmice [39].

Parametrii geometrici care descriu spirala 3D logaritmice sunt:

- b_0/b_1 – locația vârfului conului corespondent $s = 0$;
- b_1/a_1 – jumătate din unghiul conului γ ; $\tan \gamma = b_1/a_1$;
- a_0 – originea arbitrară a coordonatei axiale;
- c_0 – faza, unghiul de precesie;
- c_1 – pasul spirei logaritmice;

În Figura 14 se prezintă semnificația parametrilor geometrici care descriu spirala 3D logaritmice pentru un filament de vârtej la un pas de tip: b_0/b_1 – locația vârfului conului corespondent $s = 0$, b_1/a_1 – jumătate din unghiul conului și c_1 – pasul spirei logaritmice. Vârtejul central este reprezentat de suprafața de izo-presiune marcată cu roșu.

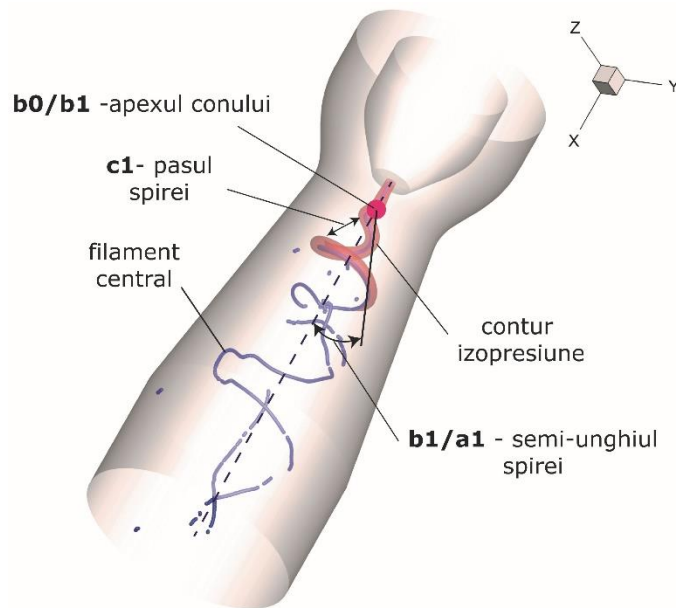


Figura 14. Parametrii geometrici ai modelului spiralei logaritmice 3D la nivelul vârtejului central din simulare numerică validată experimental din secțiunea de testare a generatorului de vârtej

Datele numerice selectate în etapa precedentă au fost în continuare utilizate pentru a identifica filamentul central de vârtej. Filamentul central extras din simulare numerică a fost procesat pentru a fi compatibil cu modelul matematic propus, astfel:

- segmentele care nu sunt parte din filamentul central au fost eliminate;
- au fost considerate doar punctele corespunzătoare creșterii continue a coordonatei axiale;

Pentru extragerea datelor privind centrul filamentului elicoidal de vârtej, a fost utilizată rutina FX_VORTEXCORE [43, 44], implementată în pachetul software TecPlot. Pentru a extrage filamentul central este utilizat tensorul gradientului de viteză calculat în fiecare celulă. S-au extras coordonatele x , y , z și r centrului filamentului elicoidal de vârtej pentru fiecare pas de timp selectat.

Reconstrucția vârtejului central cu modelul selectat este prezentată în Figura 15 ca exemplu pentru un pas de timp. Atât din fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru $x(s)$, $y(s)$, $z(s)$ și $r(s)$ cât și din suprapunerea filamentului central de vârtej (marcat cu albastru) cu spirala logaritmice 3D reconstruită (marcată cu roșu) se observă o bună reproducere a datelor numerice.

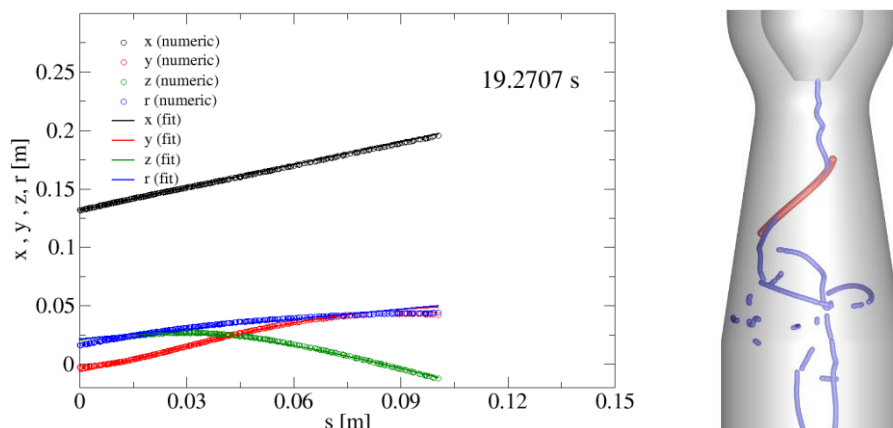


Figura 15. Fitul cu metoda celor mai mici pătrate pentru $x(s)$, $y(s)$, $z(s)$ și $r(s)$ și spirala logaritmice 3D reconstruită asociată filamentului central din generatorul de vârtej la regimul de 870 rpm la pasul de timp 19.2707 secunde

Parametrii geometrici care descriu spirala 3D logaritmică au fost obținuți pentru mai mult de 100 de pași de timp pentru fiecare regim de funcționare. Ținta acestor investigații este de a cuantifica evoluția parametrilor în funcție de regimul de funcționare. Evoluția este dată de amplitudinea maximă a funcției periodice din ecuația:

$$f(t) = F_0 + F_1 \sin\left(\frac{2\pi}{T} t\right) + F_2 \cos\left(\frac{2\pi}{T} t\right) \quad (3)$$

unde F_0, F_1, F_2 sunt obținuți prin fitarea datelor numerice, iar $T = \frac{1}{f}$ este perioada asociată frecvenței de tip piston și rotativ pentru regimurile analizate în capitolul 5.

Amplitudinea F a fost calculată cu relația $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$ pentru toate regimurile analizate. Parametrii ce caracterizează evoluția filamentului central au fost reprezentați în continuare în funcție de pasul de timp pentru toate regimurile investigate numeric. Un exemplu de variație a parametrilor pentru un regim de operare la 960 rpm este prezentat în Figura 16. Cu linie de culoare albastră este prezentată evoluția semi-unghiului unghiul conului (ex. γ) în raport cu perioada asociată frecvenței de tip piston, iar cu roșu pentru perioada asociată frecvenței de tip rotativ.

Tendența evidențiată de ecuația (3), cu perioada asociată frecvenței de tip piston (marcat cu albastru) surprinde pe toate datele numerice analizate că parametrii $a_0, b_0/b_1, c_0$, au aceeași fază de evoluție pentru toate regimurile analizate. Pasul spirei logaritmice c_1 și semi-unghiul γ variază în opoziție de fază cu ceilalți parametri investigați pe perioada asociată frecvenței de tip piston, mai puțin la regimul de 870 rpm.

Parametrul a_0 – este originea arbitrară a coordonatei axiale. Aceasta fluctuează în jurul unei valori medii pentru toate regimurile analizate. Pentru regimurile investigate de 800, 870, 920 rpm acest parametru are valori de 0.05, 0.13, 0.018, respectiv 0.08. Cea mai mare valoare a originii arbitrare dată de a_0 este la turația de 870 rpm.

Parametrul b_0/b_1 – oferă poziția vârfului conului pe care se înfășoară spirala logaritmică. Valorile mici ale acestui parametru semnaleză că apropierea vârfului conului față de partea superioară a secțiunii de testare (ogivă – reper relativ), iar valorile mari depărtarea față de același reper. Conform fitului realizat cu funcția periodică din ecuația (3), vârful conului evoluează de-a lungul axei conului secțiunii de testare de-a lungul perioadelor asociate frecvenței de tip piston pentru toate regimurile analizate. Într-o perioadă T de frecvență joasă, vârful conului are o evoluție completă.

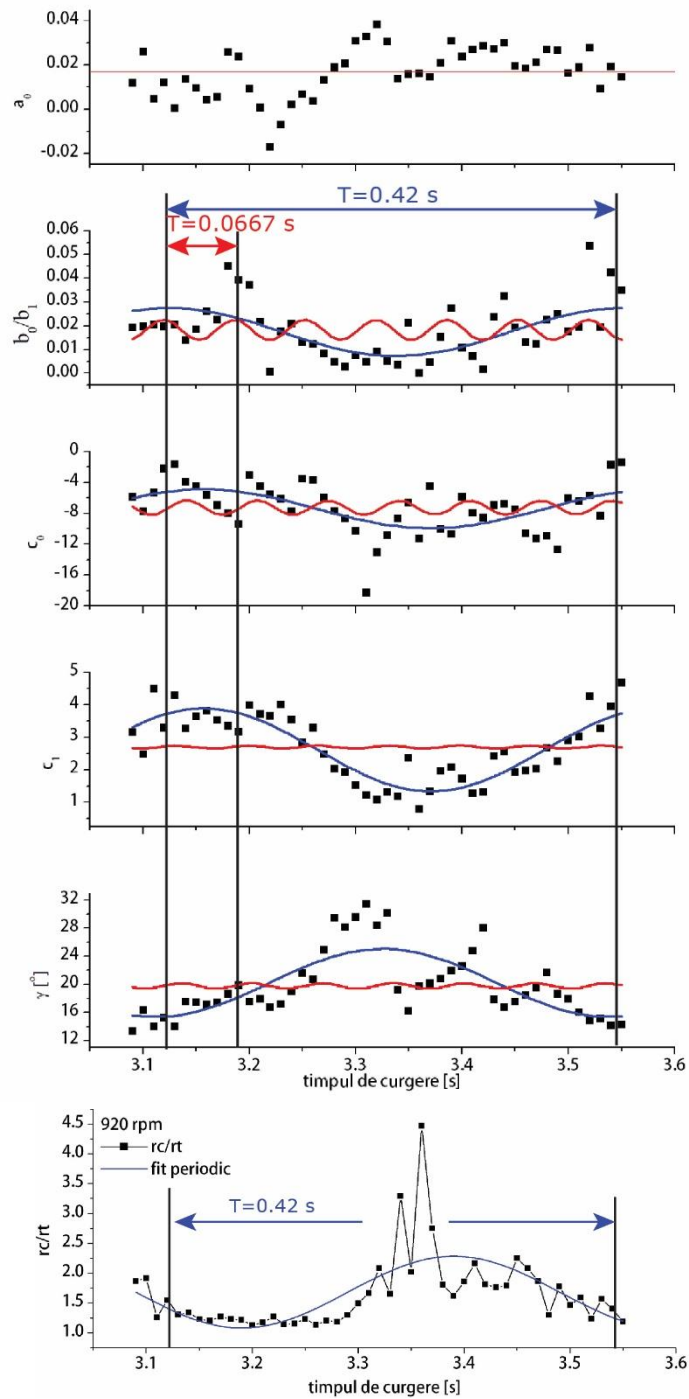


Figura 16. Parametrii geometrice care descriu spirala 3D logaritmică, a_0 – originea arbitrară a coordonatei axiale b_0/b_1 – locația vârfului conului corespunzător $s = 0$, c_0 – faza, unghiul de precesie, c_1 – pasul spirei logaritmice și b_1/a_1 – jumătate din unghiul conului γ ; $\tan \gamma = b_1/a_1$ pentru regimul de 920 rpm investigat numeric

Parametrul c_0 – este parametrul care corespunde fazei unghiului de precesie al filamentului central. Ecuația periodică modelată pe datele experimentale arată că faza fluctuează cu perioada asociată frecvenței de tip piston de joasă frecvență. În prima jumătate a perioadei asociate frecvenței de tip piston mișcarea de precesie a instabilității centrale este decelerată, iar în cea de-a doua jumătate este accelerată. Același efect este prezent în toate analizele efectuate cu excepția celor la regimul de 800 rpm turație a rotorului generatorului de vârtaj. La acest regim, din regimurile selectate pentru analiză a fost surprinsă faza care este accelerată în prima jumătate a perioadei asociate frecvenței de tip piston respectiv decelerată în cea de-a doua jumătate. Oricum, tendințele sunt aceleași doar faza

surprinsă este diferită. Din datele analizate rezultă că odată cu apropierea vârfului conului de ogivă (dată de parametrul b_0/b_1), mișcarea de precesie a vârtejului central (descrisă de parametrul c_0) este decelerată.

Parametrul c_1 – este parametrul asociat pasului spirei logaritmice. Deci, parametrul c_1 surprinde alungirea sau compresia spirei logaritmice. Valorile mici ale parametrului c_1 semnaleză o spirală întinsă, cu pas mare, în timp ce valorile mari ale acestuia semnaleză o spirală comprimată, cu pas mic. În prima jumătate de fază, pasul spirei logaritmice crește, iar în a doua scade. Această evoluție completă este realizată într-o perioadă asociată frecvenței de tip piston.

Parametrul γ – este jumătate din unghiul pe care se înfășoară filamentul central. Acest unghi este obținut din raportul $\tan(\gamma)=b_1/a_1$. Dacă primii parametri prezentați variază au aceeași tendință în timp, parametrul γ are o variație în opoziție de fază comparativ cu restul parametrilor investigați. Unghiul γ se mărește odată cu deplasarea dată de vârfului conului (b_0/b_1) dinspre amonte în aval. Această mișcare se petrece într-o perioadă asociată frecvenței de tip piston pentru toate datele numerice analizate.

Raportul rc/rt – Raportul rc/rt identifică curbura în raport cu torsiunea filamentului central. Funcția periodică redată de ecuația (3) a fost utilizată pe datele obținute pentru a evidenția tendințele în raport cu timpul pentru cele 3 regimuri analizate.

Din datele analizate la regimul de 920 rpm rezultă că în prima jumătate a perioadei asociate frecvenței de tip piston:

- vârfului conului se apropie de ogivă (mișcare descrisă de parametrul b_0/b_1),
- mișcarea de precesie a vârtejului central (descrisă de parametrul c_0) este decelerată,
- pasul spirei logaritmice (descris de parametrul c_1) crește,
- unghiul pe care se înfășoară filamentul central (descris de parametrul γ) crește.

În a doua jumătate a perioadei de tip piston, vârful conului se depărtează de ogivă, mișcarea de precesie se accelerează, pasul spirei se scade, iar unghiul conului pe care se înfășoară spira scade. Acest mecanism se repetă cu frecvența joasă asociată componentei de tip piston pentru regimurile de 920 rpm. Același mod de evoluție a fost identificat și pentru turația de 800 rpm.

Pentru regimul la 870 rpm, tendința evidențiată de ecuația 3 se deosebește doar prin opoziția de fază a unghiului pe care se înfășoară filamentul central.

Ulterior, valorile medii ale fiecărui parametru analizat și amplitudinea acestuia în funcție de regimul de operare sunt prezentate și discutate. Evoluția poziției vârfului conului și a unghiului conului care caracterizează filamentul central de vârtej cu turația rotorului de la 800 rpm la 920 rpm sunt prezentate în Figura 17.

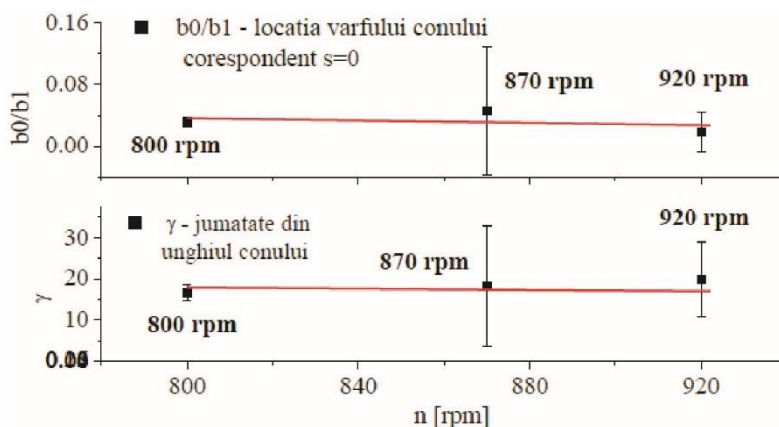


Figura 17. Evoluția locației vârfului conului și a unghiului conului care caracterizează filamentul central de vârtej cu turația rotorului de la 800 rpm la 920 rpm

Prin analiza valorilor medii și a amplitudinilor acestora sunt explicate mecanismele ce conlucrează la generarea componentei de tip piston. Cele mai evidente evoluții subliniate de

rezultatele obținute sunt pentru poziția vârfului conului, a unghiului conului precum și a mecanismului de întindere și torsionare a filamentului central care evoluează complet după perioada asociată componente de tip piston. Locația vârfului conului b_0/b_1 este un parametru corelat cu apexul zonei de stagnare. Așadar, evoluția zonei de stagnare maximă în raport cu valoarea medie, dată de amplitudinea F , este maximă pentru regimul de 870 rpm, urmată de regimul de 920 rpm. Cea mai redusă evoluție axială a apexului zonei de stagnare este la turația de 800 rpm. Datorită fluxului de moment tangențial relativ scăzut în raport cu celelalte două regimuri investigate, la acest regim curgerea este mai stabilă. Evoluția valorii medii a unghiului conului cu turația este aproximativ constantă. Amplitudinea acesteia variază însă pentru regimul la turația de 870 și 920 rpm de la aproximativ 60° la 10° respectiv 32° la 18° după o perioadă asociată componente de tip piston.

Componenta de tip piston din curgerea decelerată cu rotație în gradient advers de presiune în configurație dreaptă în conul tubului de aspirație al generatorului de vârtej este generată de mecanisme complexe care conlucrează. Cele mai evidente evoluții subliniate de rezultatele obținute sunt pentru poziția vârfului conului, a unghiului conului precum și a mecanismului de întindere și torsionare a filamentului central care evoluează complet după perioada asociată componente de tip piston.

Capitolul 7 al tezei de doctorat tratează hidrodinamica din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice la mai multe regimuri de operare obținute prin control magneto-reologic atunci când aval de acesta sunt montate 3 geometrii simplificate ale cotului, Figura 18. Acest capitol se adresează așadar investigării comportamentului dinamic la interacțiunea curgere – cot și este cuantificat prin măsurare pulsațiilor de presiune la peretele secțiunii de testare. Interacțiunea curgere – cot este denumită în literatura de specialitate „draft tube surge” [9, 45-49].

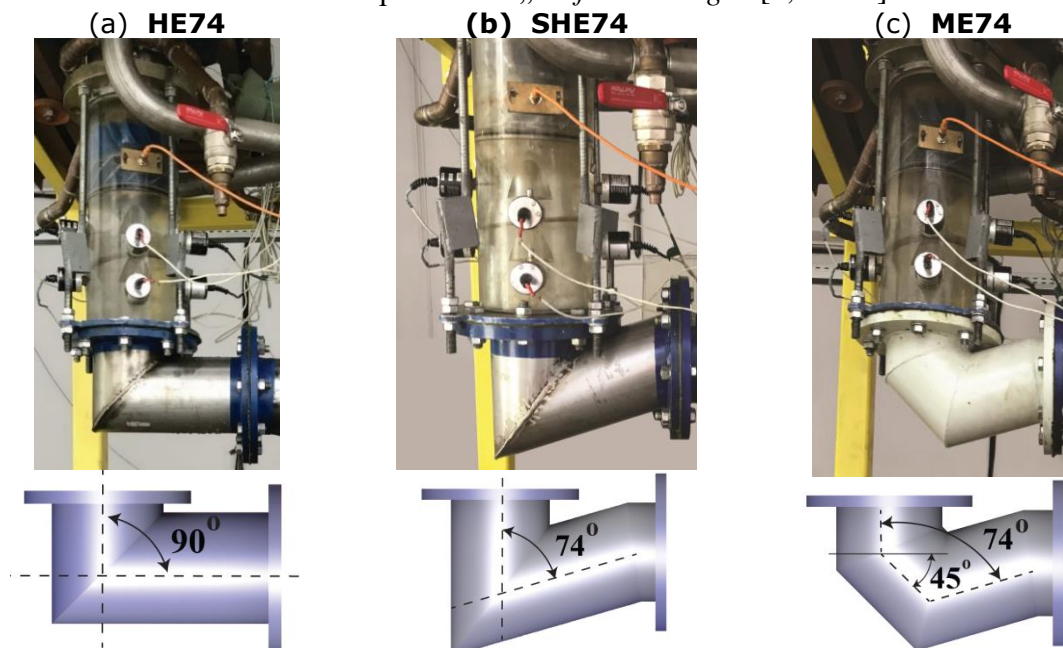


Figura 18. Configurațiile geometrice investigate: (a) cotul simplificat ascuțit de 90° (HE90), (b) cotul simplificat ascuțit de 74° (SHE74) și (c) cotul simplificat teșit de 74° (ME74)

Geometria cotului HE90 este o geometrie asemănătoare celor existente în centralele hidroelectrice instalate între 1910-1940 [50-53]. Geometria cotului de 74° este o geometrie simplificată asociată tuburilor de aspirație din centralele hidroelectrice subterane instalate între 1960-1980 existentă în centralele proiectate și instalate la nivelul anilor 1960 [54, 55]. Aceste geometrii au fost selectate pentru utilizarea în centrale datorită soluțiilor constructive care oferă implementarea facilă în șantier și investiții reduse [56].

Metodologia de analiză a pulsațiilor de presiune a fost aceeași ca și în cazul măsurătorilor experimentale în configurație dreaptă, fără cot. Pe scurt, semnalul nestaționar de presiune a fost

descompus în semnal sincron (corespunzător componentei piston) și asincron (corespunzător componentei de tip rotativ), iar ulterior a fost aplicată transformata Fourier rapidă cu ajutorul căreia au fost obținute spectrele de putere Fourier. În acest fel au fost obținute frecvențele din curgere și amplitudinile asociate. Frecvența asociată componentei de tip rotativ a fost identificată în aceeași gamă de frecvențe ca cea din configurație dreaptă, fără cot. Acest aspect sugerează faptul că instabilitatea centrală (ex. vârtejul central) are aceeași morfologie de rotație. Suplimentar, pe lângă frecvența de tip piston cauzată de auto-excitația curgerii, a fost identificată și o frecvență de tip piston (în jurul valorii de 7.5 Hz) cauzată de interacțiunea curgere – cot. Această frecvență se modifică în limita a 10% pentru cele 3 configurații geometrice de cot analizate. Această frecvență se propagă pe nivelul din amonte de generatorul de vârtej, cu amplitudini cu doar 20% mai mici decât pe nivelul MG0 situat în zona conică. Dispozitivul magneto-reologic de control a turației rotorului generatorului de vârtej a fost utilizat cu succes pentru controlul regimului hidrodinamic. Rezultatelor analizelor realizate comparativ pentru cele 3 geometrii simplificate ale cotului tubului de aspirație recomandă pentru o interacțiune cât mai slabă între curgerea cu rotație și cot utilizarea de geometrii de coturi compacte, cu muchii rotunjite sau teșite [57], asemănătoare geometriei cotului ME74.

Capitolul 8 prezintă principalele concluzii, contribuții personale și perspective de continuare a cercetărilor. Rezultatele cercetărilor experimentale și numerice întreprinse în teza de doctorat au fost valorificate în 10 lucrări științifice. 2 lucrări științifice sunt publicate în jurnalele *Energies (F.I – 3.252)* și *Proceedings of the Romanian Academy Series A - Mathematics Physics Technical Sciences Information Science (F.I. – 0.3)*. 6 lucrări științifice au fost publicate în circuit ISI, indexate WOS. 2 lucrări științifice au fost publicate în circuit BDI (Scopus) în capitol de carte al editurii Springer.

Principalele contribuții personale au fost în direcția **dezvoltării și investigării experimentale și numerice a dispozitivelor magneto-reologice** pentru utilizare în controlul curgerii în generatorul de vârtej și a **hidrodinamicii curgerii decelerate cu rotație în configurație dreaptă și cu cot simplificat din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice**. Pot fi enumerate punctual următoarele contribuții personale:

- **Elaborarea metodologiei de proiectare** pentru dispozitive magneto-reologice în configurație cilindru dublu concentric și validarea cu date experimentale.
- **Analiza funcționării unui dispozitiv magneto-reologic** la operarea cu MRF 132 DG și SMR 35% Fe + UTR Ms 1000 G, în mediu de lucru aer și apă.
- **Analiza experimentală și numerică a hidrodinamicii curgerii decelerate cu rotație** în difuzorul conic al generatorului de vârtej **la mai multe regimuri de operare obținute prin control magneto-reologic**.
- **Identificarea mecanismelor care conlucrează la generarea componentei de tip piston** în curgerea decelerată cu rotație în gradient advers de presiune în difuzorul conic.
- **Analiza** experimentală a hidrodinamicii curgerii în configurații cu cot simplificat al tubului de aspirație și **evaluarea** componentei de tip piston datorată interacțiunii curgerii decelerate cu geometria cotului simplificat al tubului de aspirație.

Perspectivile de continuare ale cercetării sunt:

- Identificarea de noi fluide magneto-reologice și analiza lor în dispozitive magneto-reologice care operează în apă;
- Identificare și corectarea abaterilor dintre inducția câmpului magnetic considerat în proiectare și cel rezultat în dispozitiv, analiza numerică a câmpului termic și modificarea geometriei dispozitivului pentru a explora posibile îmbunătățiri în ceea ce privește metodologia de proiectare;
- Analiza morfologiei vârtejului central în configurație cu cot, la operarea pe domeniu extins prin intermediul simulării numerice 3D nestăționare a curgerii.

Bibliografie

- [1] Interantional Energy Agency. (2020, Noiembrie). Available: www.iea.org/fuels-and-technologies/renewables
- [2] I. Kougias *et al.*, "Analysis of emerging technologies in the hydropower sector," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 113, p. 109257, 2019/10/01/ 2019.
- [3] Y. Wu, S. Li, S. Liu, H. S. Dou, and Z. Qian, *Vibration of Hydraulic Machinery*. Springer Netherlands, 2014.
- [4] D. Frunzäverde *et al.*, "Failure analysis of a Francis turbine runner," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2010, vol. 12, p. 012115: IOP Publishing.
- [5] T. Jacob, "Evaluation sur modèle réduit et prédiction de la stabilité de fonctionnement des turbines Francis " Phd Thesis 1993.
- [6] S. Kumar, M. J. Cervantes, and B. K. Gandhi, "Rotating vortex rope formation and mitigation in draft tube of hydro turbines – A review from experimental perspective," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 136, p. 110354, 2021/02/01/ 2021.
- [7] S. Pasche, F. Gallaire, and F. Avellan, "Origin of the synchronous pressure fluctuations in the draft tube of Francis turbines operating at part load conditions," (in English), *Journal of Fluids and Structures*, vol. 86, pp. 13-33, Apr 2019.
- [8] X. Zhou, H.-g. Wu, and C.-z. Shi, "Numerical and experimental investigation of the effect of baffles on flow instabilities in a Francis turbine draft tube under partial load conditions," vol. 11, no. 1, p. 1687814018824468, 2019.
- [9] D. Valentin, A. Presas, E. Egusquiza, C. Valero, M. Egusquiza Montagut, and M. Bossio, "Power Swing Generated in Francis Turbines by Part Load and Overload Instabilities," *Energies*, vol. 10, p. 2124, 12/13 2017.
- [10] M. Nishi and S. Liu, "An Outlook on the Draft-Tube-Surge Study," *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, vol. 6, 03/31 2013.
- [11] M. Nishi, S. Matsunaga, T. Kubota, and Y. Senoo, *Surging Characteristics of Conical and Elbow-Type Draft Tubes*. 1984.
- [12] M. Nishi, Matsunaga, S., Kubota, T., Senoo, Y., , "Flow regimes in an elbow-type draft tube," in *International Association of Hydraulic Research Symposium* Amsterdam, Netherlands, 1982, vol. 2, no. 38, pp. 1-13.
- [13] M. Nishi, X. Wang, K. Yoshida, T. Takahashi, and T. Tsukamoto, "An experimental study on fins, their role in control of the draft tube surging," in *Hydraulic machinery and cavitation*: Springer, 1996, pp. 905-914.
- [14] K. Nakanishi and Ueda, "Air supply into draft tube of Francis turbine," *Fuji Electric Review*, vol. 10, no. 3, pp. 81-91, 1964.
- [15] J. Kurokawa, H. Imamura, and Y.-D. Choi, "Effect of J-groove on the suppression of swirl flow in a conical diffuser," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 132, no. 7, 2010.
- [16] A. I. Bosioc, R. Szakal, C. Tanasa, and R. F. Susan-Resiga, "Experimental Investigation of a Free Runner Concept Downstream of Francis Turbines," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2022, vol. 1079, no. 1, p. 012018: IOP Publishing.
- [17] C. Tanasa, R. Susan-Resiga, S. Muntean, and A. I. Bosioc, "Flow-Feedback Method for Mitigating the Vortex Rope in Decelerated Swirling Flows," (in English), *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, vol. 135(6), no. 6, pp. -, Jun 2013.
- [18] A. I. Bosioc, R. Susan-Resiga, S. Muntean, and C. Tanasa, "Unsteady Pressure Analysis of a Swirling Flow With Vortex Rope and Axial Water Injection in a Discharge Cone," (in English), *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, vol. 134, no. 8, Aug 2012.
- [19] R. Susan-Resiga, T. C. Vu, S. Muntean, G. D. Ciocan, and B. Nennemann, "Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge," in *23rd IAHR Symposium Conference*, 2006, pp. 67-80.
- [20] R. Susan-Resiga, A. Stuparu, and S. Muntean, "Francis turbine with tandem runners: a proof of concept," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2019, vol. 240, p. 022012.
- [21] R. Resiga *et al.*, *SWIRLING FLOW APPARATUS AND TEST RIG FOR FLOW CONTROL IN HYDRAULIC TURBINES DISCHARGE CONE*. 2007.
- [22] L. Vékás, "Ferrofluids and magnetorheological fluids," in *Advances in science and technology*, 2008, vol. 54, pp. 127-136: Trans Tech Publ.
- [23] H. Nguyen and S. Choi, "Selection of magnetorheological brake types via optimal design considering maximum torque and constrained volume," *Smart Materials and Structures*, vol. 21, p. 015012, 12/20 2011.
- [24] R. A. Szakal, S. Muntean, A. I. Bosioc, R. Susan-Resiga, and L. Vékás, "3D numerical investigations of the swirling flow in a straight diffuser for the variable speed values of the rotor obtained with a magnetorheological brake," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021, vol. 774.
- [25] J. F. Steffe, *Rheological methods in food process engineering*. East Lansing (Mich.): Freeman Press, 1992.
- [26] H. M. Laun, C. Kormann, and N. Willenbacher, "Rheometry on magnetorheological (MR) fluids," *Rheologica Acta*, vol. 35, no. 5, pp. 417-432, 1996/09/01 1996.

- [27] A. Bosioc, T. Beja, S. Muntean, I. Borbáth, and L. Vekas, "Experimental Investigations of MR Fluids in Air and Water Used for Brakes and Clutches," in *Advanced Structured Materials*, vol. 65, 2017, pp. 197-207.
- [28] R. A. Szakal, A. I. Bosioc, S. Muntean, D. Susan-Resiga, and L. Vékás, "Experimental investigations of a magneto-rheological brake embedded in a swirl generator apparatus," in *Advanced Structured Materials* vol. 98, ed, 2019, pp. 265-279.
- [29] T. L. Wahl, "Draft tube surging hydraulic model study, Master Thesis, Colorado State University, Fort Collins, CO, USA," 1990.
- [30] X. Liu, Y. Luo, A. Presas, Z. Wang, and L. Zhou, "Cavitation Effects on the Structural Resonance of Hydraulic Turbines: Failure Analysis in a Real Francis Turbine Runner," vol. 11, no. 9, p. 2320, 2018.
- [31] S. Muntean, C. Tănasă, A. I. Bosioc, and D. C. Moș, "Investigation of the Plunging Pressure Pulsation in a Swirling Flow with Precessing Vortex Rope in a Straight Diffuser," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2016, vol. 49, p. 082010: IOP Publishing.
- [32] A. Stuparu and R. Resiga, "The Complex Dynamics of the Precessing Vortex Rope in a Straight Diffuser," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2016, vol. 49, p. 082013.
- [33] O. Kirschner, A. Ruprecht, E. Göde, and S. Riedelbauch, "Experimental investigation of pressure fluctuations caused by a vortex rope in a draft tube," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2012, vol. 15, no. 6, p. 062059: IOP Publishing.
- [34] R. Susan-Resiga, S. Muntean, V. Hasmatuchi, I. Anton, and F. Avellan, "Analysis and Prevention of Vortex Breakdown in the Simplified Discharge Cone of a Francis Turbine," (in English), *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, vol. 132, no. 5, May 2010.
- [35] C. Nicolet, A. Zobeiri, P. Maruzewski, and F. Avellan, "On the upper part load vortex rope in Francis turbine: Experimental investigation," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2010, vol. 12, p. 012053.
- [36] G. D. Ciocan, M. S. Iliescu, T. C. Vu, B. Nennemann, and F. Avellan, "Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex," (in English), *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, vol. 129, no. 2, pp. 146-158, Feb 2007.
- [37] C. Trivedi, P. J. Gogstad, and O. G. Dahlhaug, "Investigation of the unsteady pressure pulsations in the prototype Francis turbines – Part 1: Steady state operating conditions," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 108, pp. 188-202, 2018/08/01/ 2018.
- [38] H. Foroutan and S. Yavuzkurt, "Flow in the simplified draft tube of a Francis turbine operating at partial load—part II: control of the vortex rope," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 81, no. 6, 2014.
- [39] A. Stuparu and R. Susan-Resiga, "The Complex Dynamics of the Precessing Vortex Rope in a Straight Diffuser," (in English), *28th Iahr Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (Iahr2016), Pts 1-12*, vol. 49, no. 2016, 2016 2016.
- [40] R. Susan-Resiga, S. Muntean, C. Tanasa, and A. Bosioc, "Hydrodynamic Design and Analysis of a Swirling Flow Generator," vol. Proc. 4th German-Romanian Workshop on Turbomachinery Hydrodynamics, 07/06 2008.
- [41] *Ansys Fluent Theory Guide, Release 15.0.* . 2013.
- [42] S. Muntean, *Analiza numerică a curgerii în turbinele hidraulice Francis* Timisoara: Editura Orizonturi Universitare, 2008.
- [43] D. N. Kenwright and R. Haimes, "Automatic vortex core detection," *IEEE Computer Graphics and Applications*, vol. 18, no. 4, pp. 70-74, 1998.
- [44] R. Haimes and D. Kenwright, "On the velocity gradient tensor and fluid feature extraction," in *14th Computational Fluid Dynamics Conference*(Fluid Dynamics and Co-located Conferences: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1999.
- [45] Rheingans, "Power swings in hydroelectric Power Plant," *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers* vol. 6, pp. 171-184, 1940.
- [46] J. J. Cassidy and H. T. Falvey, "Observations of unsteady flow arising after vortex breakdown," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 41, no. 4, pp. 727-736, 1970.
- [47] H. T. Falvey, Cassidy, J.J., "Frequency and amplitude of pressure surges generated by swirling flows," presented at the International Association of Hydraulic Research Symposium on Hydraulic Machinery and System, Stockholm, Sweden, 1970.
- [48] H. T. Falvey, "Draft tube surges," US Bureau of Reclamation Report REC-ERC-71-42REC-ERC-71-42, 1971.
- [49] U. J. Palde, "Influence of draft tube shape on surging characteristics of reaction turbines," US Bureau of Reclamation Report REC-ERC-72-24 REC-ERC-72-24, 1972.
- [50] T. F. Engstrom, Gustavsson, L.H., Karlsson R.I., "The second ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow," ed. Alvkarleby, Sweden, 2001.
- [51] M. J. Cervantes, Engstrom T.F., Gustavsson, L.H., "The third IAHR/ERCOFTAC Workshop on Draft Tube Flow ", ed. Porjus, Sweden, 2005.

- [52] U. Andersson, "An experimental study of the flow in a sharp-heel Kaplan draft tube," 2009.
- [53] N. Dahlbäck, "Redesign of Sharp Heel Draft Tube — Results from Tests in Model and Prototype," Dordrecht, 1996, pp. 985-993: Springer Netherlands.
- [54] A. Baya, S. Muntean, V. C. Câmpian, A. Cuzmoş, M. Diaconescu, and G. Bălan, "Experimental investigations of the unsteady flow in a Francis turbine draft tube cone," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2010, vol. 12, p. 012007: IOP Publishing.
- [55] M. F. Gubin, *Draft Tubes of Hydro-electric Stations*. Amerind Publishing Company for the U.S. Bureau of Reclamation, 1973.
- [56] S. Muntean, D. C. Moş, R. A. Szakal, A. I. Bosioc, and R. Susan-Resiga, "Influence of the elbow shape on the unsteady pressure field in decelerated swirling flows," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2021, vol. 774.
- [57] R. A. Szakal, A. Doman, and S. Muntean, "Influence of the reshaped elbow on the unsteady pressure field in a simplified geometry of the draft tube," *Energies*, Article vol. 14, no. 5, 2021, Art. no. 1393.