

CONTROLUL CURGERII CU ROTAȚIE ÎN CONUL TUBULUI DE ASPIRAȚIE AL TURBINELOR HIDRAULICE

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

ing. Alin Ilie BOSIOC

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA
Referenți științifici: dr. ing. Albert RUPRECHT
CS I.dr.ing. Sebastian MUNTEAN
prof.univ.dr.ing. Alexandru BAYA

Ziua susținerii tezei: 04.03.2011

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, 2011

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.

Sincere mulțumiri se cuvin Domnului Profesor Doctor Inginer Romeo SUSAN-RESIGA inițiatorul acestei teze, pentru observațiile și sprijinul necondiționat de-a lungul celor trei ani a stagiului de doctorat. De asemenea doresc să mulțumesc colectivului Laboratorului de Simulare Numerică și Calcul Paralel din cadrul Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe, din care fac parte prof. dr. ing. Romeo SUSAN-RESIGA, dr. ing. Sebastian MUNTEAN și dr. ing. Sandor BERNAD pentru cooptarea în echipa de cercetare după finalizarea lucrării de diplomă.

Țin să amintesc sprijinul financiar pentru îndeplinirea tuturor obiectivelor din cadrul activității de cercetare. Suportul a fost oferit de bursa de doctorand cu frecvență a Universității „Politehnica” din Timișoara și Grantul Burse Doctorale oferit de Consiliul Național al Cercetării Stiințifice din Invățământul Superior în perioada 2008-2010.

De asemenea țin să amintesc suportul legat de cheltuielile de logistică din cadrul proiectului de cercetare „Integrarea Tehnologiilor Magneto-Reologice Speciale și a Controlului Avansat al Curgerii în Aplicații Industriale (ISmart-Flow)” desfășurat în perioada 2006-2008, director de proiect dr. ing. CSI Sebastian MUNTEAN, în care am participat la proiectarea și realizarea standului experimental în perioada lucrării de diplomă și în prima parte programului de cercetare din stagiul de doctorat.

Totodată sprijinul a venit și din cadrul proiectului de Cercetare Exploratorie PCE 799 „O Nouă Metodă de Control a Curgerii Decelerate cu Vârtej prin Injecție de Apă și Feedback Hidrodinamic” desfășurat în perioada 2009-2011, director de proiect dr. ing. CSI Sebastian MUNTEAN. Datorită acestui proiect a fost posibilă achiziționarea unor echipamente de măsură performante și au făcut ca investigațiile experimentale efectuate să fie comparabile cu cele efectuate în marile centre de cercetare internaționale.

Timișoara, martie 2011

Autorul

Bosioc, Alin Ilie

Controlul curgerii cu rotație în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 90, Editura Politehnica, 2011, 246 pagini, 196 figuri, 8 tabele.

ISSN:1842-4937

ISBN:978-606-554-252-5

Cuvinte cheie:

turbine hidraulice, curgere cu vârtej funie, control injecție de apă, stand experimental, investigare experimentală, simulare numerică 2D axial simetrică, coeficient de recuperare al presiunii, pulsații de presiune.

Rezumat,

Lucrarea de față prezintă analiza experimentală și numerică a curgerii cu vârtej funie și a curgerii cu injecție de apă din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice atunci când se funcționează la debite parțiale. În prima parte este descris standul experimental proiectat, dezvoltat și executat în Laboratorul de Pompe al Catedrei de Mașini Hidraulice. Pe baza măsurătorilor experimentale ale profilelor de viteze și a pulsațiilor de presiune s-a analizat câmpul de viteze din interiorul conului tubului de aspirație, coeficientul de recuperare al presiunii pe peretele conului, descompunerea semnalului de presiune înregistrat, amplitudinea și frecvența pulsațiilor de presiune. Ultima parte conține o comparare a valorilor mediate experimental cu simularea numerică 2D axial simetrică pentru cele două cazuri de curgere investigate: curgere cu vârtej funie și curgere cu injecție de apă.

CUPRINS

Prefață	7
1. Introducere	21
1.1. Probleme actuale ale turbinelor hidraulice moderne	22
1.2. Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri variabile: aspecte energetice.....	26
1.3. Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri variabile: aspecte dinamice	29
1.4. Stadiul actual al soluțiilor tehnice utilizate pentru atenuarea efectelor vârtejului funie	38
1.4.1. Admisia de aer	38
1.4.2. Aripioare montate pe peretele conului tubului de aspirație	39
1.4.3. Caneluri pe peretele conului tubului de aspirație	40
1.4.4. Prelungiri ale ogivei	40
1.4.5. Stâlpi în conul tubului de aspirație	41
1.4.6. Injecție de jeturi tangențiale la perete	42
1.4.7. Impulsuri de presiune	43
1.4.8. Injecția de jet de apă prin ogiva coroanei	45
1.5. Obiectivele și conținutul tezei de doctorat	46
2. Instalația experimentală și echipamentele de măsură	48
2.1. Standul experimental cu circuit hidraulic închis.....	48
2.1.1. Circuitul hidraulic principal	49
2.1.2. Circuitul hidraulic secundar	52
2.2. Aparatul de studiu al curgerii cu rotație de pe standul experimental	53
2.2.1. Generatorul de curgere cu vârtej	55
2.2.2. Secțiunea de test convergent-divergentă	65
2.2.3. Vizualizarea vârtejului funie cavitant	78
2.3. Echipamentele de măsură	81
2.3.1. Echipamentele de măsură pentru măsurarea debitelor	81
2.3.2. Echipamentele de măsură pentru măsurarea vitezei	85
2.3.3. Echipamente de măsură pentru măsurarea presiunii	98
2.4. Contribuții personale la realizarea standului experimental	101
3. Investigarea experimentală a câmpului de viteză utilizând Laser Doppler Velocimetry	103
3.1. Axele de investigare a câmpului de viteză	103
3.2. Poziționarea sistemului optic LDV	107
3.2.1. Alinierea traseului hidraulic	107
3.2.2. Centrarea sondei laser pe axa de măsură a secțiunii de test.....	108
3.2.3. Centrarea manipuloarelor pentru fiecare rază laser	108
3.2.4. Centrarea pe verticală a sistemului de traverse	108
3.2.5. Centrarea fasciculelor de reflexie pe sondă	109
3.3. Achiziția de date primare	111
3.3.1. Campania de măsurători și regimurile de funcționare	113
3.3.2. Adimensionalizarea datelor experimentale	114
3.4. Procesarea și verificarea datelor experimentale	115
3.4.1. Verificarea adimensională la diferite debite de funcționare	115
3.4.2. Verificarea vitezei medii măsurate cu cea calculată	116
3.4.3. Verificarea vitezei prin rotirea sondei de măsură cu un anumit unghi	117
3.5. Rezultatele măsurătorilor experimentale	120
3.6. Analiza rezultatelor	132
3.6.1. Corecția vitezei cu timpul de trecere	132

3.6.2. Analiza profilelor de viteză mediate funcție de regimul de funcționare	134
3.6.3. Analiza fluctuațiilor de viteză	135
4. Investigarea experimentală a câmpului de presiune la peretele difuzorului conic.....	140
4.1. Metodologia de măsurare	140
4.1.1. Etape pregătitoare: reglări și verificări ale standului experimental	140
4.1.2. Campania de măsurători și regimurile de funcționare	141
4.2. Prelucrarea datelor experimentale	142
4.2.1. Adimensionalizarea datelor experimentale	142
4.2.2. Alinierea presiunii piezometrice a traductorilor de presiune în regim static.....	144
4.2.3. Calculul transformatei Fourier	145
4.3. Rezultate experimentale pentru coeficientul de presiune. Recuperarea presiunii în difuzorul conic	147
4.4. Rezultate experimentale pentru pulsațiile de presiune	152
4.4.1. Reconstrucția semnalului de presiune cu amplitudinea echivalentă	155
4.4.2. Influența jetului asupra amplitudinii pulsațiilor de presiune	162
4.4.3. Determinarea tipului de pulsație din secțiunea de test din semnalul reconstruit	166
4.4.4. Analiza zgomotului semnalului măsurat	171
4.5. Concluzii asupra câmpului de presiune măsurat	178
5. Investigarea numerică a curgerii cu vârtej funie și a injecției de jet	180
5.1. Generalități	180
5.2. Domeniul de calcul investigat	186
5.2.1. Domeniul de calcul 3D al generatorului de curgere cu rotație	188
5.2.2. Domeniul de calcul 2D axial simetric pentru secțiunea de test	192
5.3. Ecuațiile care guvernează simularea curgerilor și modelul de turbulență utilizat	194
5.3.1. Ecuațiile curgerii tridimensionale	194
5.3.2. Ecuațiile curgerii 2D axial simetrice	197
5.4. Rezultatele simulărilor numerice	198
5.4.1. Rezultatele simulărilor numerice pentru ogiva	198
5.4.2. Rezultatele simulărilor numerice pentru stator	200
5.4.3. Rezultatele simulărilor numerice pentru rotor	203
5.4.4. Rezultatele simulărilor numerice pentru secțiunea de test convergent-divergentă	206
6. Compararea rezultatelor experimentale cu simularea numerică	212
6.1. Compararea profilelor de viteze	212
6.1.1. Compararea vitezelor pentru axa din zona convergentă	212
6.1.2. Compararea profilelor de viteză din zona divergentă	214
6.2. Compararea presiunii din conul tubului de aspirație	217
6.2.1. Compararea coeficientului de recuperare al presiunii	218
6.2.2. Analiza fluxului de energie din calculul 2D axial simetric	221
7. Concluzii și perspective	223
7.1. Concluzii	223
7.2. Perspective	226
Bibliografie.....	227

Prefață

Actualitatea și importanța temei de cercetare abordată în teza de doctorat

Turbinele hidraulice moderne sunt rezultatul dezvoltării și perfecționării tehnologice pe durata a două secole. În 1849 James B. Francis brevetează turbina hidraulică ce îi poartă în prezent numele, turbină cu reacțiune, radial-axială, capabilă să convertească energia hidraulică în energie stereomecanică cu randament maxim de peste 90%. Această turbină este utilizată în prezent pe scară largă în centralele hidroelectrice valorificând simplitatea constructivă, robustețea și siguranța în funcționare specifice rotorului cu palete ne-reglabile. Soluțiile constructive utilizate în prezent corespund hidroagregatelor cu ax vertical, ceea ce implică utilizarea tubului de aspirație cotit pentru conducerea apei de la ieșire din rotor spre lacul aval, cu conversia unei părți cât mai ridicate din excesul de energie cinetică în presiune. Dezvoltarea hidrodinamicii și a metodelor de soluționare numerică a curgerii lichidelor reale (curgeri vâscoase turbulente) a condus în ultima jumătate de secol la proiectarea unor turbine hidraulice din ce în ce mai performante, urmărindu-se atingerea unor valori cât mai ridicate ale randamentului maxim. Turbine cu randamente maxime de peste 95% sunt la ora actuală regula pentru unități cu putere mare, de ordinul sutelor de MW. În prezent se află în studiu turbine Francis cu puterea unitară de 1 GW pentru centrale hidroelectrice ce vor fi realizate în China. Turbine cu puterea unitară de 700 MW sunt utilizate în cele mai mari centrale hidroelectrice în funcțiune (Itaipu, la granița Brazilia-Paraguay) sau în construcție (Three Gorges, China).

Se poate aprecia că după mai bine de un secol și jumătate de perfecționări continue tehnologia turbinelor hidraulice a atins maturitatea și majoritatea problemelor întâlnite în exploatare și-au găsit soluții tehnice corespunzătoare. Totuși, în ultimele decenii evoluția sistemelor energetice impune cerințe noi de exploatare a turbinelor hidraulice, în particular utilizarea lor pe o plajă largă de regimuri de funcționare departe de punctul de randament maxim. Asemenea cerințe au apărut pe de o parte din necesitatea menținerii balanței între producție și consum în condițiile includerii unor surse puternic fluctuante de energie (de exemplu energia eoliană), și pe de altă parte de considerente economice legate de fluctuațiile de piață ale prețului energiei electrice. Astfel, deși turbinele Francis sunt concepute a

funcționa la regimul de randament maxim sau în proximitatea acestuia ele ajung să fie exploatate la regimuri de debit parțial sau la căderi diferite de căderea nominală.

Faptul că paletelile rotorice nu sunt reglabile conduce la fenomene hidrodinamice nedorite precum creșterea rapidă a pierderilor hidraulice și scăderea rapidă a randamentului, respectiv apariția instabilităților hidrodinamice cu generarea unor fluctuații severe de presiune în tubul de aspirație. Aceste fenomene sunt binecunoscute de multă vreme, dar efectele lor sunt resimțite tot mai acut în prezent. Întreaga comunitate academică și inginerescă ce studiază, proiectează și exploatează turbine hidraulice recunoaște că problema exploatării turbinelor la regimuri mult depărtate de cel optim este încă deschisă și își așteaptă soluțiile tehnice eficiente și implementabile în centralele hidroelectrice care să îmbunătățească substanțial flexibilitatea în exploatare a hidroagregatelor.

Prezenta teză de doctorat abordează exact aceste probleme specifice turbinelor hidraulice moderne, și analizează o nouă metodă care se dovedește benefică simultan pentru eliminarea cauzelor instabilității hidrodinamice în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, cu reducerea semnificativă a pulsațiilor de presiune și implicit a efectelor nedorite ale acestora, și pentru îmbunătățirea recuperării de presiune în difuzorul conic, cu scăderea pierderilor hidraulice și îmbunătățirea randamentului global al turbinei. Odată transpuse în soluții tehnice implementate în centralele hidroenergetice (fie în centrale noi, dar cel mai plauzibil în centrale existente ce sunt supuse re-tehnologizării după câteva decenii de exploatare), rezultatele remarcabile obținute în prezenta teză de doctorat vor contribui la creșterea flexibilității în exploatare în condiții de randamente crescute și de siguranță în funcționare sporită a turbinelor Francis.

Aprecieri asupra conținutului tezei

Teza este structurată pe 7 capitole, împreună cu o bogată bibliografie ce include 137 de titluri dintre care 110 sunt din ultimul deceniu. În cele ce urmează este prezentată o succintă analiză a conținutului capitolelor tezei, împreună cu aprecieri asupra rezultatelor principale, respectiv asupra contribuțiilor personale ale doctorandului.

Capitolul 1 prezintă o introducere în problematica actuală a turbinelor hidraulice, cu accent pe funcționarea turbinelor la regimuri variabile depărtate de punctul de randament maxim. Doctorandul se concentrează pe turbinele de tip

Francis, cele mai întâlnite în centralele hidroelectrice, și în special pe porțiunea traseului hidraulic din aval de rotorul turbinei corespunzătoare tubului de aspirație. Se arată că turbinele moderne utilizează practic în exclusivitate dispunerea hidroagregatului cu ax vertical, ceea ce impune un tub de aspirație cotit. Motivul analizei în detaliu a hidrodinamicii tubului de aspirație devine clar din evidențierea aspectelor energetice și dinamice ale curgerii complexe, cu rotație și decelerată din avalul rotorului turbinei.

Astfel, așa cum se arată în §1.2, din punct de vedere energetic pierderile hidraulice din tubul de aspirație domină pierderile hidraulice din turbină atunci când regimul de operare se îndepărtează de regimul optim. Motivul este clar: curgerea în tubul de aspirație este optimizată pentru regimul de randament maxim al turbinei, asigurându-se o recuperare maximă a excesului de energie cinetică la ieșire din rotor. Pe de altă parte, combinația de curgere cu rotație decelerată, însoțită de creșterea ariei secțiunii de curgere, de modificarea formei secțiunii transversale și de schimbarea abruptă a direcției curgerii induce mișcări secundare în tubul de aspirație care disipă prin frecare vâscoasă o parte importantă a energiei specifice a fluidului. Hidrodinamica tubului de aspirație este deosebit de complexă în ciuda formei geometrice aparent simplă, și conduce adesea la variații neașteptate (și nedorite) ale coeficientului de recuperare a presiunii (scăderi bruște în vecinătatea punctului de randament maxim, sau multiple maxime locale) în domeniul de funcționare al turbinei. Aceste fenomene conduc la dificultăți majore în reglarea turbinelor hidraulice. În plus, se arată clar că pierderile hidraulice din tubul de aspirație sunt cele care dictează forma „ascuțită” a diagramei colinare a turbinelor Francis, adică scăderea pronunțată a randamentului la regimuri de funcționare depărtate de cel optim. Forma optimă a tubului de aspirație este încă o problemă deschisă în hidrodinamica turbinelor. Pe de altă parte însă există un număr mare de centrale hidroelectrice în funcțiune, unde procesul de retehnologizare nu poate afecta, din rațiuni obiective, tubul de aspirație existent. Este clar că eforturile de cercetare în vederea ameliorării performanțelor energetice ale tuburilor de aspirație trebuie să se concentreze în primul rând asupra curgerii de la ieșirea din rotorul turbinei și a modului în care evoluează aceasta în procesul de decelerare pentru conversia presiunii dinamice în presiune statică cu pierderi hidraulice minime.

Din punct de vedere dinamic, curgerea decelerată cu rotație din tubul de aspirație, și în principal din difuzorul conic dispus imediat după ieșirea din rotor, prezintă instabilități auto-induse în special la regimurile de debit parțial, dar și în zona debitelor maxime, așa cum se arată în §1.3. Fenomenul cunoscut în literatura de specialitate sub denumirea de „vârtej funie cu mișcare de precesie” este o manifestare a pierderii stabilității unei curgeri axial-simetrice cu rotație în urma decelerării, cu dezvoltarea unui vârtej elicoidal a cărui mișcare de precesie auto-indusă generează severe fluctuații de presiune în traseul hidraulic. Aceste fluctuații de presiune sunt responsabile pentru vibrații și în multe cazuri distrugerii ale lagărelor și paletelor rotorice, smulgerea ogivei coroanei rotorice, și limitează sever domeniul de operare în siguranță al turbinei. Vârtejul funie a fost identificat de multă vreme, și în ultimele decade a constituit subiectul unor intense studii teoretice și experimentale care și-au propus descrierea cât mai detaliată a câmpului nestaționar de viteză și presiune. Este cu totul remarcabil și contraintuitiv faptul că o curgere amonte cu rotație, axial-simetrică și staționară, devine nestaționară și tridimensională într-o geometrie axial-simetrică ce corespunde unui simplu difuzor conic. Acesta este fenomenul asupra căruia se concentrează eforturile doctorandului în cadrul tezei. Motivul este simplu: în ciuda numeroaselor studii și cercetări din literatura de specialitate, rămâne deschisă problema eliminării sau măcar atenuării instabilității curgerii decelerate cu rotație specifică difuzorului turbinelor hidraulice la regimuri depărtate de cel optim. Ultimul deceniu a adus progrese importante în analiza experimentală (utilizând Particle Image Velocimetry) și numerică (utilizând simularea curgerii turbulente, nestaționară și tridimensională) a vârtejului funie. Cu toate acestea, nu s-a conturat un consens asupra cauzelor principale ale fenomenului și prin urmare este dificil de generat soluții tehnice eficiente care să îl elimine.

Importanța deosebită a impactului negativ asupra funcționării turbinelor hidraulice a vârtejului funie cu mișcare de precesie a condus la numeroase încercări și soluții tehnice care vizează atenuarea lui. Doctorandul prezintă în §1.4 o analiză critică a principalelor soluții tehnice utilizate în practica turbinelor hidraulice sau studiate în laborator pentru atenuarea efectelor instabilității curgerii în conul tubului de aspirație. Această analiză îl conduce pe doctorand la concluzia că majoritatea soluțiilor tratează mai degrabă efectele instabilității hidrodinamice decât cauza principală. Identificarea principalelor dezavantaje ale fiecărei soluții analizată relevă

încă odată faptul că tema abordată în teză este de actualitate și adresează o problemă evident ne-soluționată corespunzător dar acutizată în ultimii ani de cerințele sporite de flexibilitate în operarea turbinelor hidraulice.

Pornind de la ideea controlului curgerii în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, în vederea eliminării principalei surse de instabilitate asociată cu decelerarea severă în zona centrală, brevetată în 2006 de conducătorul de doctorat în asociere cu General Electric Hydro, Canada (în prezent parte a grupului Andritz Hydro), doctorandul își propune investigarea experimentală și teoretică a acestei noi metode cu identificarea avantajelor și limitărilor. Astfel, în §1.5 sunt prezentate clar obiectivele urmărite în programul de cercetare științifică ce a condus la elaborarea prezentei teze de doctorat.

Apreciem că în Capitolul 1 doctorandul a realizat o valoroasă sinteză a problemelor cu care se confruntă proiectanții și utilizatorii turbinelor hidraulice, a identificat clar problemele de natură hidrodinamică și a analizat critic și pertinent soluțiile tehnice propuse până în prezent pentru atenuarea efectelor instabilităților hidrodinamice din avalul rotorului turbinei la regimuri depărtate de cel optim. Structurarea analizei pe două paliere, corespunzătoare efectelor energetice și dinamice, conduce la o vedere de ansamblu asupra complexității curgerii și a efectelor nedorite ce limitează sever exploatarea turbinelor hidraulice pe un domeniu larg de regimuri de funcționare. Doctorandul își propune să investigheze o abordare nouă a controlului curgerii cu rotație în difuzorul conic din avalul rotorului turbinei, pentru care nu există până în prezent studii în literatura de specialitate. Din acest punct de vedere, tematica tezei este nu numai actuală dar investigațiile experimentale și teoretice au un pronunțat grad de originalitate și de noutate absolută în contextul stadiului actual din literatura de specialitate.

Teza de doctorat elaborată de drd.ing. Alin Bosioc are un pronunțat caracter experimental. De aceea, Capitolul 2 este dedicat descrierii detaliate a instalației experimentale și a echipamentelor de măsură utilizate pentru investigarea câmpului de viteză și presiune. Standul experimental în circuit închis prezentat în §2.1 a fost dezvoltat cu aportul important al doctorandului atât în faza de realizare practică și montaj dar mai ales în etapa de punere în funcțiune și stabilire a performanțelor. Elementul central al standului îl constituie aparatul de studiu al curgerilor decelerate cu rotație, inclus într-o porțiune de conductă dreaptă cu lungime de 4 m, alimentată

dintr-un rezervor special amonte (ce include componente pentru uniformizarea curgerii) și care deversează în rezervorul principal aval. Aparatul de studiu al curgerii decelerate cu rotație este conceput special pentru a modela cât mai fidel curgerea reală din turbinele hidraulice la debit parțial. Astfel, studiile realizate de doctorand dobândesc o pronunțată relevanță practică, spre deosebire de alte investigații prezentate în literatură care se adresează aceleiași categorii de fenomene dar nu reproduc particularitățile curgerii în turbinele hidraulice. Componentele aparatului de studiu al curgerii decelerate cu rotație sunt descrise în detaliu în §2.2. Generatorul de curgere cu rotație, care înlocuiește practic modelul turbinei reale, are o configurație originală ce include paletaj amonte fix urmat de un paletaj rotativ liber. Doctorandul a avut contribuții importante la proiectarea mecanică, realizarea și montajul subansamblelor generatorului de curgere cu rotație. Secțiunea propriu-zisă de test corespunde unui difuzor conic, integral într-un traseu hidraulic profilat hidrodinamic. Deși tubul de aspirație al turbinelor hidraulice include nu numai un difuzor conic ci și un cot urmat de secțiunea finală de evacuare, investigațiile doctorandului se concentrează doar pe difuzorul conic, axial simetric, pentru că în această porțiune a tubului de aspirație are loc practic majoritatea recuperării de presiune, pe de o parte, și se dezvoltă instabilitatea curgerii cu rotație sub forma vârtejului funie cu mișcare de precesie, pe de altă parte. Este clar că soluționarea corespunzătoare a hidrodinamicii difuzorului conic este cheia îmbunătățirii hidrodinamicii tubului de aspirație și a turbinei hidraulice în ansamblu.

Doctorandul are o contribuție esențială la proiectarea traseului hidraulic profilat, respectiv a secțiunii de test convergent-divergentă, cu inspirație din proiectarea tunelelor aerodinamice. În §2.2.2 este detaliată proiectarea secțiunii convergent-divergente profilată hidrodinamic, cu analiza detaliată a geometriei peretelui și a piesei centrale ce găzduiește duza de injecție a jetului. Pentru realizarea practică doctorandul convertește geometria în formatul necesar pentru strunjirea profilată pe mașini cu comandă numerică, parcurgând toate etapele de proiectare constructivă și tehnologică. Secțiunea de test este realizată în două variante de echipare. Prima corespunde măsurătorilor de viteză cu Laser Doppler Velocimetry, §2.2.2.3, pentru care sunt prevăzute trei ferestre optice speciale dispuse cu axa normală la perete, în amonte de secțiunea minimă, în porțiunea convergentă, respectiv în zona de intrare și de mijloc a difuzorului conic. A doua corespunde investigațiilor câmpului de presiune, cu dispunerea a 8 senzori de

presiune nestaționară pe patru nivele în difuzorul conic, §2.2.2.4. Primele teste ale aparatului de analiză a curgerii decelerate cu rotație, prezentate în §2.2.3, evidențiază prezența vârtejului funie cu mișcare de precesie, confirmând că este reprodus corect, la scară redusă, fenomenul de instabilitate specific turbinelor hidraulice exploatate la regimuri de debite parțiale. În plus, primele teste confirmă și variația liniară a turației rotorului liber cu debitul furnizat de pompa principală a instalației experimentale. Subliniem că doctorandul a adus contribuții esențiale la proiectarea, realizarea, montajul și punerea în funcțiune a aparatului de studiu al curgerii cu rotație în difuzoare conice, într-o soluție constructivă complexă și ne-utilizată până în prezent în alte studii similare din literatura de specialitate.

Echipamentele de măsură pentru investigațiile experimentale prezentate în teză sunt detaliate în §2.3. Echipamentele de măsură a debitelor, vitezelor, și presiunilor sunt prezentate ca principiu de funcționare și construcție, dar se insistă pe achiziția și prelucrarea datelor experimentale. Menționăm în mod special echipamentul de măsurare ne-invazivă a vitezei cu tehnica Laser Doppler Velocimetry (LDV), care constituie tehnica de vârf pe plan mondial în acest domeniu. Echipamentul a fost achiziționat la începutului programului doctoral al D-lui Bosioc, și doctorandul a participat direct la montare, punere în funcțiune și instruire în vederea utilizării. La ora actuală, drd.ing. Alin Bosioc este cel mai bun expert pe plan național în utilizarea echipamentelor LDV, iar rezultatele incluse în teză dovedesc cu prisosință această afirmație. Măsurarea presiunii nestaționare include achiziția simultană a semnalelor provenite de la cei 8 senzori de presiune, cu un echipament specializat pentru standul experimental utilizat de doctorand. Contribuțiile remarcabile ale doctorandului la realizarea standului experimental, în toate fazele de proiectare, montaj și punere în funcțiune sunt sintetizate în §2.4. Apreciem că drd.ing. Alin Bosioc a dovedit cu prisosință atât competențe ingineresti (în etapele de proiectare și realizare practică a diferitelor componente ale complexului stand experimental) cât și abilități de cercetător prin rigurozitatea și meticulozitatea cu care și-a însușit și utilizat cele mai moderne tehnici de măsură ale mărimilor hidrodinamice. Urmare a parcurgerii programului doctoral, drd.ing. Alin Bosioc a devenit unul dintre puținii cercetători din România care stăpânește la nivel mondial tehnicile moderne de investigație experimentală în hidrodinamică.

Contribuțiile științifice originale ale doctorandului se evidențiază începând cu Capitolul 3, în care sunt prezentate rezultatele investigațiilor experimentale asupra câmpului de viteză utilizând Laser Doppler Velocimetry. Complexitatea acestor investigații este evidentă, și include mult mai multe aspecte decât simpla însușire a modului de operare a sistemului LDV. Detaliile geometrice ale axelor de măsură pentru profilele de viteză sunt prezentate în §3.1, cu justificarea clară a dispunerii lor. Aceste detalii sunt esențiale pentru comparații ulterioare ale măsurătorilor cu rezultate obținute prin simulare numerică. Expertiza doctorandului este subliniată de procedura pe care a dezvoltat-o și utilizat-o pentru alinierea optică a sistemului LDV, prezentată în §3.2. Această etapă, specifică fiecărui stand experimental, este esențială în asigurarea acurateții măsurătorilor, și procedura sistematică dezvoltată de doctorand este o contribuție remarcabilă inclusă în teză. Fără alinierea optică extrem de îngrijită a sondei LDV cu axele principale ale standului, precizia deosebită a sistemului LDV ar fi compromisă de erorile de măsură sistematice asociate investigatorului. Datele primare achiziționate și adimensionalizarea lor sunt detaliate în §3.3, împreună cu planificarea campaniei de măsurători. Primele verificări ale măsurătorilor efectuate sunt prezentate în §3.4. Astfel, se verifică îngrijit reproductibilitatea măsurătorilor, și suprapunerea în formă adimensională a măsurătorilor efectuate pentru diferite valori ale debitului în circuitul principal. În plus, este evidențiată clar influența asupra măsurătorilor a rotirii sondei LDV care permite măsurarea simultană a două componente ale vitezei fluidului, perpendiculare pe axa optică. În cazul de față sunt măsurate componentele meridională și circumferențială ale vitezei, fiind neglijată componenta în lungul axei optice, mult mai mică decât celelalte două. Odată în plus se pune în evidență importanța alinierii corespunzătoare a sistemului optic de măsură. Rezultatele măsurătorilor experimentale pentru viteză, prezentate în §3.5, reprezintă o contribuție esențială a doctorandului. Profilele celor două componente ale vitezei sunt prezentate pentru axa de măsură din porțiunea convergentă, care validează performanțele generatorului de curgere cu rotație, cât și pentru cele două axe de măsură din difuzorul conic. Pentru acestea din urmă sunt prezentate rezultate pentru diferite valori ale debitului injectat de-a lungul axei de simetrie a difuzorului conic. Reproductibilitatea datelor este atent verificată prin reluarea succesivă a măsurătorilor de peste 10 ori, respectiv prin verificarea suprapunerii rezultatelor în formă adimensională pentru valori diferite ale debitului principal. Profilele mediate

de viteză sunt însoțite de informațiile cu privire la fluctuația vitezei. În cadrul prezentei teze doctorandul s-a limitat, conform programului de cercetare, la investigarea profilelor mediate de viteză, pentru evidențierea zonei de quasi-stagnare din vecinătatea axei de simetrie și eliminarea (sau reducerea semnificativă pentru axa de măsură aval) ei prin injecția de jet de apă. Este evidențiată prin succinta analiză Fourier a datelor dintr-un punct de pe axa de la intrare în con diminuarea semnificativă a fluctuațiilor de presiune și a frecvenței dominante a acestora odată cu injecția de jet de apă. O primă analiză mai detaliată a rezultatelor este prezentată în §3.6, cu evidențierea influenței complet neglijabile a modalității de mediere a valorilor achiziționate pentru fiecare punct de pe axa de măsură. Analiza nivelului fluctuațiilor de viteză, prezentată în §3.6.2, evidențiază clar zona curentului principal, zona în care evoluează vârtejului funie, și zona centrală de quasi-stagnare respectiv de influență a jetului injectat. Influența benefică a injecției de jet prin diminuarea semnificativă a nivelului nestaționarității câmpului de viteză cuantificat prin nivelul fluctuațiilor de viteză este clar evidențiată.

Evident, modificarea câmpului de viteză prin injecția jetului de apă de-a lungul axei induce modificări corespunzătoare ale câmpului de presiune nestaționară, așa cum se arată prin măsurătorile prezentate în Capitolul 4. În definitiv, pulsațiile de presiune sunt cele care produc efectele nedorite: vibrații, ruperi de palete, fluctuații de putere, și în general scăderea siguranței în funcționare sau a duratei de funcționare între reparații. Metodologia de măsurare a presiunii nestaționare la peretele difuzorului conic, planificarea campaniei de măsurători și procesarea datelor achiziționate sunt detaliate în §4.1 și §4.2. Rezultatele sunt prezentate în formă adimensională, cu verificarea reproductibilității la diferite debite în circuitul principal, respectiv valori ale raportului debit injectat / debit principal. Doctorandul evidențiază clar efectul injecției de jet atât asupra îmbunătățirii performanțelor energetice ale difuzorului conic cât și asupra reducerii fluctuațiilor de presiune. Astfel, în §4.3 este prezentată variația presiunii medii la perete pentru funcționarea cu vârtej funie dezvoltat (fără injecție de jet) și pentru diferite valori ale debitului jetului injectat. Se constată o creștere semnificativă a coeficientului de recuperare a presiunii odată cu creșterea debitului injectat. Din punct de vedere practic, conul tubului de aspirație al turbinelor moderne are o lungime de ordinul a un diametru de rotor (la ieșire). Se poate observa că în această secțiune a difuzorului conic coeficientul de recuperare a presiunii practic se dublează prin

injecția de jet în comparație cu funcționarea fără jet așa cum este evidențiat în Figura 4.3. Acest rezultat spectaculos are un impact semnificativ asupra creșterii randamentului turbinei la debite parțiale, conducând la aplatizarea curbei de randament spre valoarea randamentului maxim și creșterea flexibilității în funcționare a turbinelor Francis. La fel de remarcabile sunt și rezultatele prezentate în §4.4, unde este investigată influența injecției de jet de apă asupra fluctuațiilor de presiune. După o succintă privire calitativă asupra modificării pulsației de presiune măsurată urmare a injecției de jet de apă, doctorandul dezvoltă o elaborată analiză cantitativă. Semnalul de presiune măsurat conține un spectru larg de armonici, din care se distinge clar armonica dominantă corespunzătoare vitezei de precesie a vârtejului funie. Pentru cuantificarea unitară a amplitudinii și frecvenței pulsațiilor de presiune doctorandul propune luarea în considerare a unei amplitudini echivalente (justificată prin teorema lui Parseval în §4.2.3) și a unei frecvențe corespunzătoare primei armonici dominante. Semnalul sinusoidal reconstruit cu aceste valori de amplitudine și frecvență reprezintă o bună aproximare a semnalului complex măsurat, așa cum este prezentat în Figurile 4.9 ... 4.19. La fiecare din cele patru secțiuni de măsură a presiunii sunt dispuși doi traductori de presiune nestaționară. Variația amplitudinii pulsațiilor de presiune de-a lungul peretelui difuzorului conic este prezentată în Figurile 4.20 ... 4.22, evidențiindu-se diminuarea lor odată cu creșterea debitului injectat. Probabil cel mai ne-așteptat rezultat al tezei este indicat în Fig. 4.24 pentru variația amplitudinii și frecvenței pulsațiilor de presiune înregistrate în cele patru secțiuni din difuzorul conic funcție de debitul injectat. Astfel, este evidențiată clar o valoare de prag a debitului jetului injectat (11.3% din debitul curentului principal) la care atât amplitudinea adimensională cât și frecvența fluctuațiilor de presiune (cuantificată prin numărul Strouhal) înregistrează o scădere bruscă. Inițial, se prelimina o scădere monotonă, continuă, a amplitudinii și frecvenței pulsațiilor de presiune cu creșterea debitului injectat. Rezultatul experimental obținut de doctorand arată clar că la valoarea de prag a debitului jetului se modifică esențial caracteristicile de stabilitate ale curgerii cu rotație decelerată, și arată clar care este calea ce trebuie urmată pentru ameliorarea funcționării turbinelor hidraulice la debite parțiale. O posibilă explicație a acestui rezultat este dezvoltată în §4.4.3. Astfel, doctorandul constată că pentru debite injectate cu valori mai mici decât valoarea de prag semnalele de presiune de la traductorii montați diametral opus la fiecare secțiune din difuzorul conic sunt în în

opозиție de fază, indicând prezența și precesia vârtejului funie. Odată cu depășirea valorii de prag pentru debitul din jet semnalele traductorilor de presiune diametral opuși devin sincrone, cu amplitudine mult diminuată. Trecerea de la fluctuații asincrone la pulsații sincrone este o indicație clară a instabilității axial-simetrice în cel de-al doilea caz, cu nivel practic constant în tot difuzorul conic. În fine, pentru a verifica robustețea metodei propuse pentru cuantificarea fluctuațiilor de presiune, doctorandul analizează în §4.4.4 diferența dintre semnalul măsurat și semnalul sinusoidal reconstruit, constatând că această diferență are caracteristicile statistice ale unui zgomot. Principalele concluzii asupra investigației experimentale a câmpului de presiune la peretele difuzorului conic sunt sintetizate clar în §4.5. Astfel, se reiterează efectul benefic al injecției jetului de apă regăsit în creșterea coeficientului de recuperare a presiunii simultan cu scăderea amplitudinii și frecvenței fluctuațiilor de presiune. Împreună cu evidențierea valorii de prag a debitului injectat, acestea pot fi considerate ca fiind rezultatele principale ale tezei.

Este evident că investigațiile experimentale sunt pe de o parte extrem de laborioase și costisitoare, și pe de altă parte evidențiază doar o mică parte a ansamblului câmpului hidrodinamic analizat. O privire de ansamblu, precum și analize pentru alte cazuri practice necesită simularea numerică a curgerii. Acest obiectiv secundar al tezei este abordat de doctorand în Capitolul 5. Trebuie menționat că aparatul de studiere a curgerii cu rotație decelarată utilizat de doctorand, împreună cu rezultatele experimentale aferente, constituie în prezent un complex caz test pentru diverse grupuri de cercetători (spre exemplu din Suedia și Japonia) care dezvoltă metode, algoritmi și programe noi de simulare a curgerii, aceasta fiind o recunoaștere internațională a importanței și relevanței investigațiilor prezentate în teză. Simularea numerică a curgerii turbulente, tridimensionale și nestaționare corespunzătoare vârtejului funie cu mișcare de precesie este de o dificultate notorie. Abia în ultimul deceniu, rezultatele obținute de diferiți cercetători au reușit să reproducă cantitativ acest fenomen hidrodinamic complex, cu costuri foarte mari din punct de vedere al resurselor și timpului de calcul. Doctorandul trece în revistă în §5.1 rezultate obținute de Muntean et al., Petit et al., respectiv Ojima și Kamemoto, pentru configurația experimentală investigată în teză. În continuare, doctorandul detaliază în §5.2 și §5.3 metodologia proprie pe care o utilizează la simularea curgerii. Pentru generatorul de curgere cu rotație este prezentat domeniul de analiză tridimensional din zona paletajelor, §5.2.1, iar pentru difuzorul conic se

optează pentru o analiză simplificată a curgerii axial simetrice turbulente cu rotație, cu domeniu 2D în semiplan meridian precizat în §5.2.2. Ecuațiile care guvernează curgerea sunt sumarizate în §5.3, în forma utilizată de programul expert FLUENT. Principala simplificare adoptată de doctorand corespunde ipotezei de curgere staționară, atât în canalele interpaletare (curgere 3D) cât și în difuzorul conic (curgere 2D axial-simetrică). Rezultatele obținute de doctorand prin simulare numerică sunt prezentate în §5.4, detaliate pentru fiecare segment al traseului hidraulic. Analiza generatorului de curgere cu rotație se concretizează în profilele de viteză axială și tangențială prezentate în Fig. 5.28, împreună cu mărimile de turbulență aferente. Este evidențiat clar că soluția tehnică adoptată, ce include rotorul liber, realizează deficitul de viteză de la butuc specific funcționării turbinelor la sarcină parțială. Analiza curgerii axial-simetrice în porțiunea convergent-divergentă a secțiunii de test relevă clar dezvoltarea zonei centrale de stagnare urmare a decelerării severe a curgerii în vecinătatea axei de simetrie, și dispunerea curentului de fluid într-o secțiune inelară din vecinătatea peretelui. La frontiera dintre cele două regiuni distincte ale curgerii se dezvoltă o zonă de vorticitate ridicată, care în curgerea reală își pierde stabilitatea și evoluează într-un vârtej elicoidal cu mișcare de precesie. Deși modelul simplificat al curgerii 2D axial-simetrice nu surprinde componenta nestaționară, și implicit nu oferă nici o informație asupra câmpului nestaționar de presiune, rezultatele obținute de doctorand evidențiază clar cauzele apariției instabilității hidrodinamice. Și mai importantă este evidențierea modalității prin care jetul injectat elimină practic zona centrală de stagnare și diminuează considerabil zona de vorticitate ridicată, oferind o modalitate relativ simplă de evaluare a eficacității injecției de jet de apă. Abordarea utilizată de doctorand este de un real folos practic, oferind inginerului proiectat un instrument numeric cu costuri reduse (ca timp și resurse de calcul) pentru evaluarea rapidă într-un studiu parametric și posibil optimizare a injecției de jet de apă.

Relevanța rezultatelor numerice obținute de doctorand cu un model simplificat al curgerii în difuzorul conic este evaluată în Capitoul 6, unde se prezintă comparația lor cu măsurătorile experimentale. Comparația profilului componentelor meridiană și tangențială extrase din simularea numerică pentru axa de măsură din porțiunea convergentă cu măsurătorile LDV, Fig. 6.1., arată o foarte bună concordanță. Pentru axele de măsură din difuzorul conic, rezultatele numerice se

apropie bine de datele experimentale, în limita ipotezelor simplificatoare adoptate de modelul curgerii 2D axial-simetrice. Comparația distribuției presiunii la peretele conului calculată și măsurată arată o concordanță bună, acceptabilă pentru o primă estimare a îmbunătățirii recuperării de presiune prin injecția jetului de apă. Creșterea semnificativă a performanței energetice a difuzorului conic prin injecția jetului de apă este clar explicată în Fig. 6.8, unde este prezentată distribuția de-a lungul conului a fluxului de presiune statică, dinamică și totală. Se evidențiază numeric atât creșterea recuperării de presiune și scăderea pierderilor hidraulice, dar mai ales se arată clar că recuperarea presiunii este concentrată în cazul injecției de jet în jumătatea amonte a difuzorului conic, așa cum este nevoie în configurațiile reale ale tuburilor de aspirație utilizate la turbinele hidraulice.

Concluziile tezei sunt sumarizate în Capitolul 7, împreună cu perspectivele de continuare a investigațiilor în opinia doctorandului. Principala concluzie a tezei este că injecția unui jet de apă de-a lungul axei de simetrie a difuzorului conic ce decelerează o curgere cu rotație reușește să elimine cauza principală a instabilității curgerii asociată cu decelerarea severă în zona centrală și dezvoltarea unei zone de forfecare (cu vorticitate ridicată) la trecerea dintre zona centrală de quasi-stagnare și curentul principal din vecinătatea peretelui conului. Principalele beneficii se regăsesc în dublarea coeficientului de recuperare a presiunii pentru cazul analizat, concomitent cu reducerea la mai puțin de o treime a nivelului pulsațiilor de presiune, respectiv a frecvenței dominante a acestora. Principala limitare rezultată din investigațiile experimentale o constituie nivelul ridicat (peste 10%) al debitului în jet comparativ cu debitul principal. Acest aspect constituie principala preocupare a unor viitoare investigații pentru a aduce această tehnică de control al curgerii în faza de implementare la turbinele din centralele hidroelectrice.

Aprecieri asupra activității doctorandului

Dezvoltarea și perfecționarea profesională a drd.ing. Alin Bosioc este cu adevărat remarcabilă. Am avut plăcerea să lucrez cu Dl. Bosioc încă din perioada studenției sale, fiind coordonatorul proiectului de diplomă cu care a absolvit specializarea de Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice la Universitatea „Politehnica” din Timișoara în anul 2007. Succesul său în derularea programului de pregătire doctorală și elaborarea tezei de doctorat poate fi atribuit mai multor factori. În primul rând este de remarcat seriozitatea și tenacitatea de care a dat

dovadă atât în anii de studenție cât și ca doctorand. Ambiția lucrului bine făcut, și dorința continuă de completare a cunoștințelor dublată de aplicarea lor în diversele etape ale programului de cercetare îl caracterizează și îl definesc pe Dl. Bosioc. Competențele dobândite în cadrul programului doctoral îl definesc acum ca un tânăr cercetător apt să definească și să ducă la bun sfârșit proiecte de cercetare în hidrodinamica turbomașinilor, și în general în problematici ce implică investigații experimentale, dar și numerice, ale curgerii fluidelor în mașini și echipamente. În al doilea rând, trebuie menționat mediul de cercetare extrem de favorabil în care și-a desfășurat activitatea drd.ing. Alin Bosioc. Încă din studenție s-a integrat în colectivul Centrului Național pentru Ingineria Sistemelor cu Fluide Complexe din cadrul Universității „Politehnica” din Timișoara, contribuind la construcția standului experimental pe care l-a utilizat apoi în cercetările doctorale. Lucrul alături de cercetători cu experiență precum Dr.ing. Sebastian Muntean, antrenarea cu entuziasm ne-condiționat în proiectele și contractele derulate în cadrul colectivului, lucrul în echipă cu alți doctoranzi sau cercetători post-doctorali, reprezintă în opinia subsemnatului cheia succesului unui program doctoral comprimat practic în trei ani.

Rezultatele obținute de drd.ing. Alin Bosioc au fost supuse atenției comunității științifice internaționale prin includerea în 1 articol revistă cotate ISI (prim autor), 6 articole indexate în BDI (1 prim autor), 1 articol în Bul. Șt. UPT (prim autor), 7 articole la prestigioase conferințe internaționale (2 ca prim autor) și contribuția la capitolul unei monografii de specialitate. Toate aceste contribuții sunt redactate în limba engleză.

Dl. Bosioc a contribuit semnificativ la organizarea și desfășurarea „25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems”, cea mai prestigioasă manifestare științifică internațională din domeniul turbinelor hidraulice, unde a prezentat o sinteză a principalelor rezultate din teză. Interesul suscitât de rezultatele sale s-a manifestat atât prin discuțiile în secțiunea conferinței, cât și prin vizita participanților la conferință la standul experimental unde Dl. Bosioc a efectuat teste și a demonstrat nemijlocit eficiența tehnicii de control al curgerii pe care a investigat-o în teza de doctorat.

Prof.dr.ing. Romeo SUSAN-RESIGA
Universitatea “Politehnica” din Timișoara

1. INTRODUCERE

1.1. Probleme actuale ale turbinelor hidraulice moderne

Cerințele actuale ale statelor industrializate impun ca să fie utilizată cât mai multă energie regenerabilă. În acest fel energia verde a înregistrat în ultimii ani cea mai mare creștere din punct de vedere al investițiilor realizate. Marea problemă a energiei regenerabile este că puterea produsă pentru sistemul energetic este fluctuantă conform schemei exemplificate în Figura 1.1., McLeon [75].

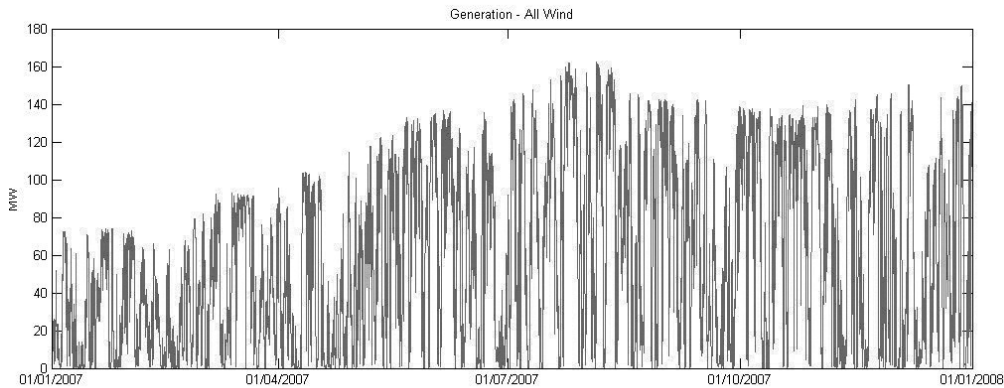


Figura 1. 1. Variația energiei produse din surse regenerabile (în cazul de față energie eoliană) în decursul unui an, McLeon, [75]

În momentul de față singura tehnologie disponibilă pentru compensarea energiei în cel mai scurt timp este energia dată de centralele hidroelectrice. La rândul lor, centrale hidroelectrice sunt proiectate să funcționeze cu randamente maxime în vecinătatea unui punct optim. Astfel se impune ca turbinele hidraulice cu palete rotorice nereglabile (spre exemplu turbinele hidraulice Francis) ce echipează centralele hidroelectrice să funcționeze într-un domeniu tot mai larg inclusiv la regimuri de funcționare cu debite mult mai mici față de debitul optim.

Scopul turbinelor hidraulice Francis este de a extrage energia de la fluid și aceasta se realizează cu ajutorul rotorului. Transmiterea energiei de la apă la rotor are loc prin interacțiunea dintre curent și suprafețele paletelor rotorice. Datorită acestei interacțiuni, apare o forță ce se exercită pe paletele rotorului. Cuplul creat de această forță în raport cu axa mașinii pune în mișcare rotorul, realizându-se lucrul mecanic respectiv putere la generatorul electric, Muntean [77]. În funcție de construcția turbinei și a rotorului, precum și de poziția acestuia față de curentul de apă, se disting două tipuri de turbine hidraulice: turbine hidraulice cu acțiune și turbine hidraulice cu reacțiune. Turbinele Francis se găsesc în clasa turbinelor hidraulice cu reacțiune la care alimentarea se face pe toată periferia rotorului, curentul de apă intră pe direcție radială și iese din rotor pe direcție axială, Anton et al. [6]. Figura 1. 3 prezintă o vedere a unei turbine hidraulice împreună cu elementele componente.

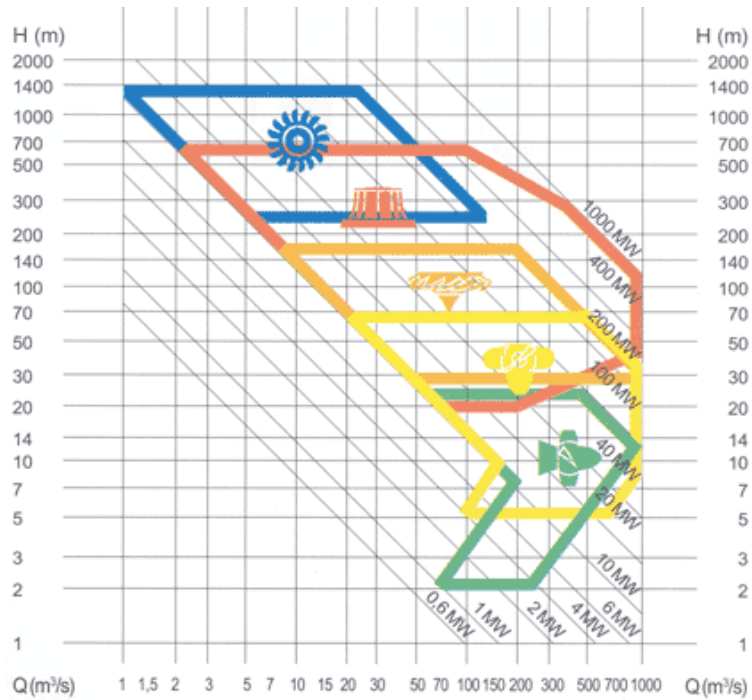


Figura 1. 2. Domeniul de utilizare al turbinelor hidraulice funcție de debitul de funcționare și cădere

Parametrii fundamentali ai turbinelor hidraulice sunt: debitul $Q[m^3/s]$, căderea $H[m.col. H_2O]$, puterea $P[kW]$, turația $n[rot/min]$, randamentul $\eta[-]$, înălțimea geometrică de aspirație $h_s [m.col. H_2O]$, coeficientul de cavitație σ .

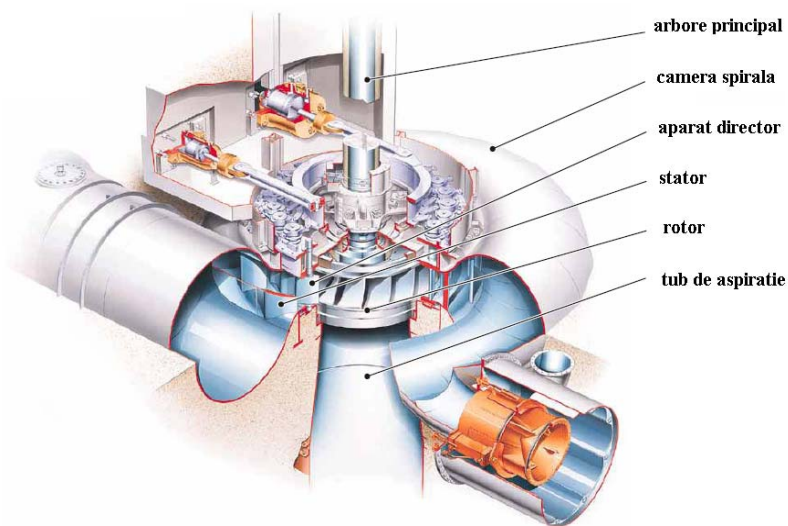


Figura 1. 3. Schema unei turbine Francis

Turbinele Francis se caracterizează printr-un domeniu mare de funcționare cu randamente ridicate funcție de forma acestuia. Domeniul debitului de funcționare poate varia între 2-1000 m³/s, iar căderea poate varia între 20-700 m. În ultima perioadă, studiile realizate au condus la utilizarea unor astfel de turbine pe un domeniu din ce în ce mai extins. Calitățile principale ale acestor turbine constau în: randament bun în zona punctului optim de funcționare și în vecinătatea acestuia, construcție simplă și robustă. Cunoașterea curgerii decelerate din conul tubului de aspirație are un rol important pentru că aici are loc recuperarea de energie. Fluidul iese din rotor cu un exces de energie cinetică reziduală după care această energie este transformată în energie potențială de presiune. Astfel proiectarea cât mai bună a geometriei conului are un rol hotărâtor în randamentul turbinei. O mărime pentru calculul eficienței conului tubului de aspirație este presiunea statică recuperată de-a lungul conului. Pentru difuzoarele conice care au la intrare o curgere fără rotație (în cazul în care turbina funcționează la debitul optim), recuperarea de presiune cea mai mare se obține pentru unghiuri ale conului de 8°. Totuși constrângerile legate de proiectare implică a se folosi unghiuri mai mari ale conului pentru a reduce lungimea acestuia. Prin urmare rolul tubului de aspirație poate fi evidențiat prin conversia de energie dintre secțiunea I și II descrise în Figura 1. 4.

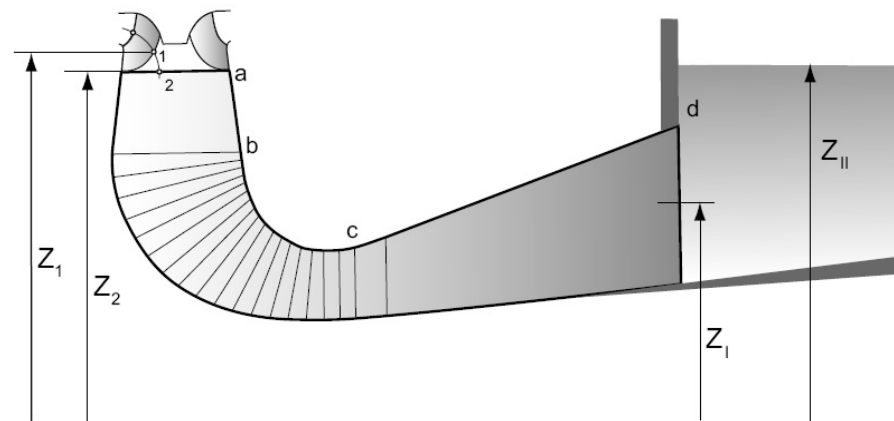


Figura 1. 4. Schema tubului de aspirație din avalul turbinei Francis

Conversia de energie dintre nivelul situat la ieșirea din rotor 1 și nivelul bazinului aval II poate fi definită cu formula Mauri [74] și Avellan [11]:

$$\Delta E = g \Delta z + \frac{1}{\rho} \Delta p + \frac{1}{2} \Delta c^2 = g(z_1 - z_{II}) + \frac{1}{\rho}(p_1 - p_a) + \frac{c_1^2}{2} \quad (1.1)$$

Unde g este accelerația gravitațională, z este înălțimea, p reprezintă presiunea, c reprezintă viteza medie și p_a este presiunea atmosferică. Viteza medie c_{II} corespunzătoare nivelului z_{II} este considerată neglijabilă.

Dacă ar fi să împărțim pe zone, conversia energetică dintre secțiunile I-I și I-II se poate scrie:

$$gz_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = gz_I + \frac{p_I}{\rho} + \frac{c_I^2}{2} + \Delta E_{pierdere I-I} \quad (1.2)$$

$$gz_I + \frac{p_I}{\rho} + \frac{c_I^2}{2} = gz_{II} + \frac{p_a}{\rho} + \frac{c_{II}^2}{2} + \Delta E_{pierdere I-II} \quad (1.3)$$

Unde pierderile datorate schimbării bruște dintre secțiunile I și II pot fi estimate cu $\Delta E_{pierdereI-II} = (c_I - c_{II})^2 / 2 = c_I^2 / 2$. În cazul în care nu avem tub de aspirație se consideră că $p_I = p_a$, iar ecuația (1. 1) se poate scrie după formula:

$$\Delta E_{faratub} = g(z_I - z_{II}) + \frac{1}{2} c_I^2 \quad (1. 4)$$

În cazul când avem tub de aspirație ecuația (1. 1) se poate scrie:

$$\Delta E_{cutub} = \frac{c_I^2}{2} + \Delta E_{pierdere1-I} \quad (1. 5)$$

Prin urmare câștigul în cazul în care avem tub de aspirație este:

$$\Delta E_{faratub} - \Delta E_{cutub} = g(z_I - z_{II}) + \frac{c_I^2 - c_{II}^2}{2} - \Delta E_{pierdere1-I} \quad (1. 6)$$

Tubul de aspirație permite recuperarea energiei cinetice dintre ieșirea din rotor și suprafața bazinului aval. Pentru o estimare a recuperării presiunii statice întreg tubul de aspirație poate fi împărțit în trei componente principale: conul tubului de aspirație (zona a-b din Figura 1. 4), cotul tubului de aspirație (zona b-c) și ieșirea dreaptă divergentă a tubului de aspirație (zona c-d). După cele de mai sus reiese că pentru creșterea randamentului turbinei hidraulice, în avalul acesteia este important să fie montat tubul de aspirație.

De obicei amplasarea turbinelor hidraulice moderne este cu ax vertical. Prin montarea turbinelor cu ax vertical este posibilă utilizarea acestora la puteri mari și permite montarea și demontarea ușoară a întregului sistem hidraulic. Implicit folosirea turbinelor cu ax vertical implică folosirea tubului de aspirație cotit care conduce la o curgere complexă în avalul rotorului.

Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri de operare departe de punctul optim de funcționare implică apariția în avalul acestora, mai precis în conul tubului de aspirație, a așa numitului vârtej funie. Acest vârtej funie este însoțit de pulsații mari de presiune care se propagă în întreg sistemul hidraulic și scăderea eficienței turbinei. Scăderea eficienței se regăsește în primul rând prin scăderea recuperării de presiune pe conul tubului de aspirație care conduce la scăderea randamentului acesteia. Datorită formei sale elicoidale cu o mișcare de precesie în jurul axei mașinii, cresc pulsațiile de presiune. Funcționarea turbinei cu pulsații mari de presiune poate conduce la accidente în centrală, care pot face ca acesta să fie oprită. Conform Jacob [53], în conul tubului de aspirație cu ax vertical vârtejul funie se formează atât la debite parțiale dar și la suprasarcină. În cazul regimurilor de funcționare cu debite mai mari decât cel nominal vârtejul funie are o formă cilindrică cu pulsații mici de presiune pe con.

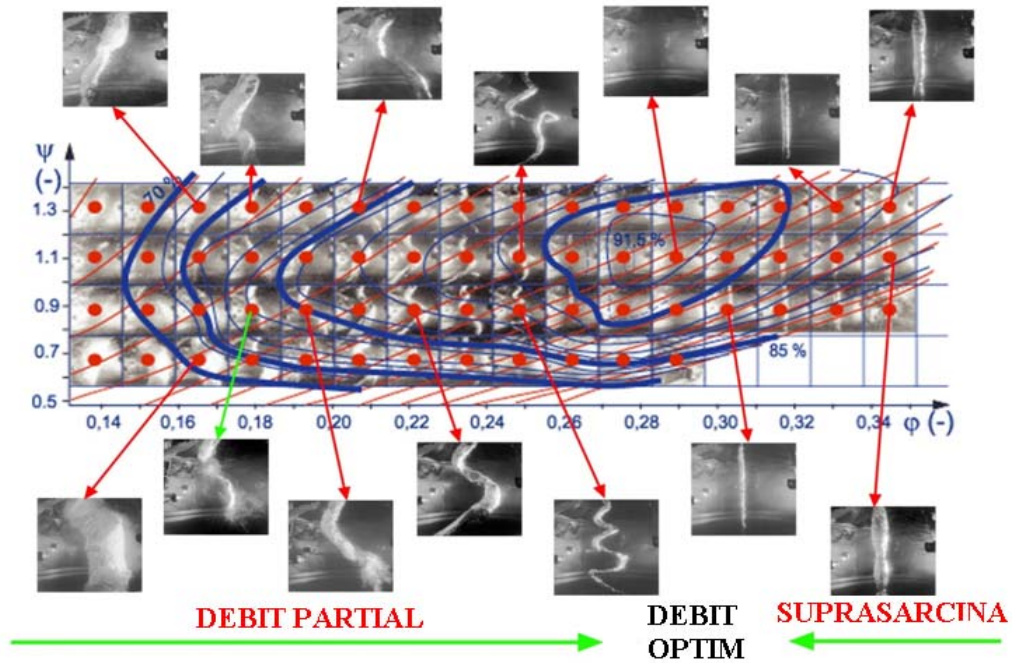


Figura 1. 5. Forma vârtejului funie și randamentul turbinei funcție de debitul de funcționare și cădere, Jacob [53]

În cazul curgerii la debite parțiale vârtejul funie se depărtează de axa mașinii, având o formă elicoidală cu mișcare de precesie însoțită de pulsații de presiune. La 70% debit de funcționare din cel nominal, conform Figura 1.5, pulsațiile de presiune datorate curgerii cu vârtej funie sunt cele mai ridicate. La debite de funcționare mai mici de 50% se formează chiar două vârtejuri.





Figura 1. 6. Efectele vârtejului funie, fisuri ale paletelor (stânga-sus), ruperi ale paletelor (dreapta-sus), smulgerea ogivei de pe coroana rotorului (jos), Frunzăverde et al [44].

Efectele funcționării la debite parțiale cu vârtej funie, conform Frunzăverde et al. [44], conduc la fisuri ale paletelor rotorice, care nedetectate la timp pot conduce chiar la ruperi ale acestora. Un alt efect datorat vârtejului funie este smulgerea ogivei din buloanele de prindere de pe coroana rotorului. Smulgerea ogivei este datorată faptului că vârtejul funie se formează la intrarea în conul tubului de aspirație în zona de centru pe pereții acesteia. Prin urmare fluctuațiile de presiune induse de vârtejul funie soliciță și acest element. De obicei pentru atenuarea fluctuațiilor de presiune și a vibrațiilor induse de vârtejul funie se limitează domeniul de funcționare al turbinei, conducând la diminuarea regimurilor de funcționare. În acest fel rolul de compensator de energie pe care îl are centrala hidroelectrică în rețea nu mai este îndeplinit. Astfel de-a lungul anilor au fost dezvoltate diferite metode prin care domeniul de funcționare să nu fie restricționat de vârtejul funie și efectele induse de acesta.

1.2. Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri variabile - aspecte energetice

Pentru a investiga coeficientul de pierdere pentru fiecare componentă a traseului hidraulic funcție de debitul de funcționare, Vu et al. [124] au efectuat o analiză numerică. Pentru rotor, aparat director și camera spirală se observă că acest coeficient de pierdere are o valoare aproximativ constantă la toate debitele de funcționare, variind cu maximum 10% (Figura 1. 7). Pentru tubul de aspirație se observă că valorile coeficientului de pierdere funcție de debit variază cel mai mult cu aproximativ 90%. Variația acestui coeficient se datorează geometriei dar și curgerii cu rotație de la intrarea în conul tubului de aspirație. Prin urmare este importantă atât proiectarea rotorului și a tubului de aspirație, dar și o modalitate de scădere a acestui coeficient de pierdere pe con, ținând cont că pierderile cresc atunci când turbina funcționează la sarcină parțială. Concluzia acestui studiu este că forma diagramei colinare este dictată de pierderile hidraulice din tubul de aspirație, deoarece în tubul de aspirație au loc transformările de energie cele mai pronunțate.

1.2 – Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri variabile – aspecte energetice 27

Tendența actuală ale hidroagregatelor mari este aceea de a fi montate cu ax vertical. Așezarea hidroagregatelor cu ax vertical permite o montare sau o demontare ușoară a întregului sistem. Montarea verticală a agregatelor implică folosirea tubului de aspirație cu cot. Tubul de aspirație cu cot de obicei este îngropat ceea ce implică costuri mari legate de excavare. Prin urmare se încearcă a se proiecta tuburi de aspirație cu cot compacte (scurte). Componenta principală care se modifică în cazul tuburilor de aspirație cu cot este exact conul tubului de aspirație, unde are loc cea mai mare recuperare de energie, Nakamura [86].

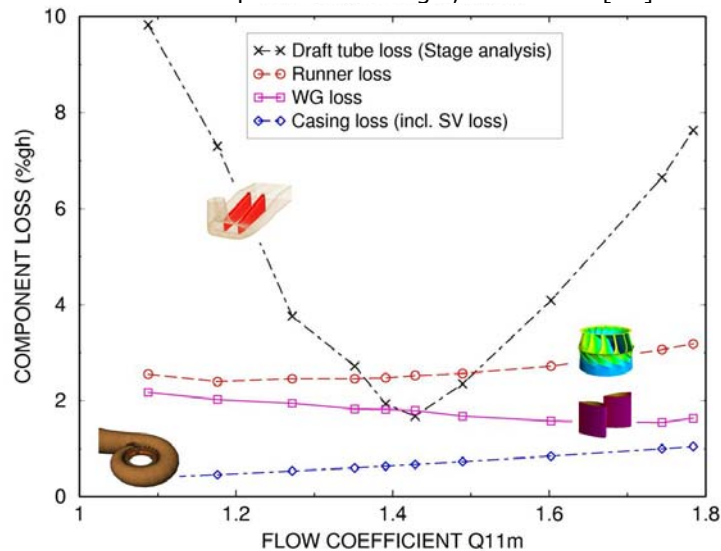


Figura 1. 7. Variația pierderilor funcție de debit pentru fiecare componentă a unei turbine hidraulice, Vu et al. [124]

Totodată hidrodinamica conului tubului de aspirație este foarte complexă datorită combinației dintre curgerea cu rotație decelerată, schimbarea de direcție a curgerii și a schimbării de secțiune. Conform, Resiga et al [114], performanțele hidraulice ale tubului de aspirație sunt analizate de coeficientul de recuperare a presiunii la perete, fiind definit cu formula:

$$\begin{aligned}
 \chi &= \frac{\left(\frac{p_{\text{perete}}}{\rho} + gz\right)_{\text{iesire}} - \left(\frac{p_{\text{perete}}}{\rho} + gz\right)_{\text{intrare}}}{\frac{Q^2}{2A_{\text{intrare}}^2} \left[1 - \left(\frac{A_{\text{intrare}}}{A_{\text{iesire}}}\right)^2\right]} \\
 &\approx \frac{\left(p_{\text{perete}}/\rho + gz\right)_{\text{iesire}} - \left(p_{\text{perete}}/\rho + gz\right)_{\text{intrare}}}{Q^2 / \left(2A_{\text{intrare}}^2\right)}
 \end{aligned} \quad (1.7)$$

După cum a fost enunțat anterior, recuperarea de presiune cea mai mare se realizează în conul tubului de aspirație. Din motive economice difizorul conic este scurt și evazat. Pentru a minimiza pierderile hidraulice asociate conversiei energiei cinetice în energie potențială, rotorul este proiectat ca la ieșire să aibă și o valoare mică de curgere cu rotație. Această curgere cu rotație care intră în con este destinată regimului de funcționare optim pentru a obține cele mai mari performanțe.

Oricum pentru turbinele hidraulice cu palete nereglabile, curgerea cu rotație de la intrarea în con se modifică semnificativ pentru regimurile de funcționare departe de regimul optim.

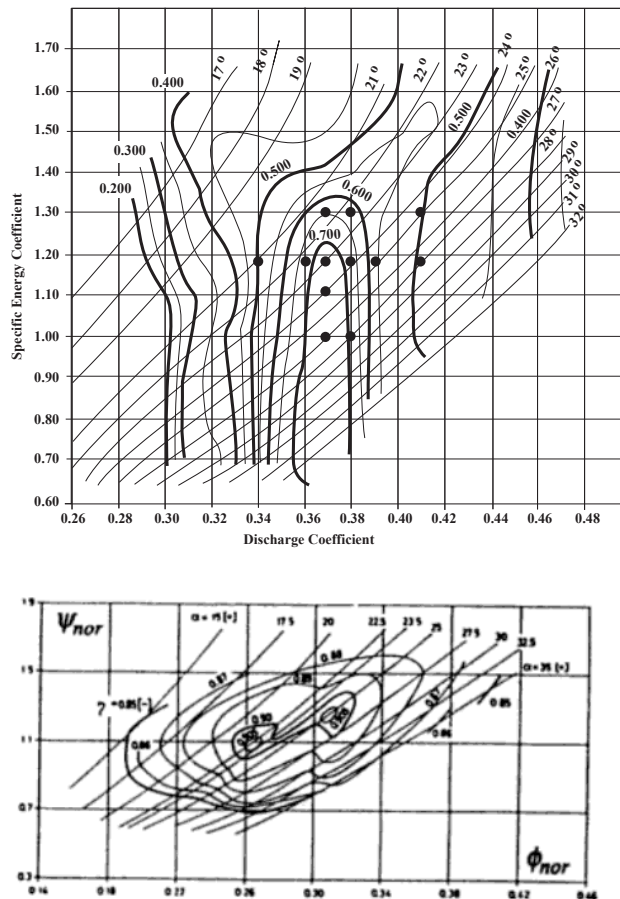


Figura 1. 8. Variația coeficientului de recuperare al presiunii funcție de debitul de funcționare în cazul proiectului FLINDT (sus) și diagrama hill a turbinei Francis GAMM cu secțiunea de măsură la ieșirea din tubul de aspirație (jos)

O altă modalitate de investigare a tubului de aspirație este aceea de a calcula coeficientul de recuperare a presiunii funcție de debitul de funcționare al turbinei. Coeficientul de recuperare al presiunii de pe peretele tubului de aspirație poate fi calculat ca diferența dintre presiunea la intrarea și ieșirea din tubul de aspirație, Avellan [10]. Diagramele de funcționare prezentate în Figura 1. 8, arată o astfel de variație a coeficientului de recuperare a presiunii. Sunt valori mari ale acestuia în cazul funcționării aproape de regimul optim, iar odată ce regimul de funcționare se depărtează de punctul optim, coeficientul de recuperare al presiunii are valori din ce în ce mai mici, ceea ce implică o mai slabă recuperare a presiunii pe întreg tubul de aspirație. Fenomenul de scădere a recuperării de presiune este întâlnit atât la funcționarea cu debite parțiale, dar și la funcționarea în suprasarcină. Ciocan et al. [33], Vu et al. [125] au investigat curgerea cu rotație pe un model de

1.3 – Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri variabile – aspecte dinamice 29

turbină reală în cadrul proiectului FLINDT. Pe acest model au fost efectuate măsurători ale profilelor de viteze cu LDV, măsurători ale câmpului de viteză cu PIV și măsurători ale pulsațiilor de presiune pe peretele conului tubului de aspirație. Paralel cu investigarea experimentală au fost realizate simulări numerice 3D nestaționare, pentru a le putea compara cu datele experimentale. Modelul de turbină pe care s-au realizat experimentele a avut un diametru de 0,4 m iar punctul analizat a fost la aproximativ 70% la debitul din regimul optim de funcționare și la un număr $Re=6,3 \cdot 10^6$. Din compararea frecvenței de rotație a vârtejului funie s-a ajuns la concluzia că frecvența rezultată din simularea numerică este cu aproximativ 13% mai mare decât cea măsurată experimental. Din analiza pulsațiilor de presiune pe con rezultă o mare asemănare între simularea numerică și analiza experimentală atât la intrare în con cât și pe toată generatoarea conului unde au fost montați traductorii. Aceste comparații dintre partea experimentală și cea de calcul au fost realizate pentru prima dată, iar erori de 13% în frecvența vârtejului și o eroare de 3% în cazul amplitudinilor pulsațiilor de presiune pot fi considerate acceptabile.

Iliescu et al. [50], [51] au investigat același model de turbină enunțat anterior, dar investigația experimentală a fost efectuată numai pentru câmpul de viteze din conul tubului de aspirație. Experimentul s-a desfășurat la 70% din debitul nominal cu numărul de cavitație Thoma $\sigma=0,38$, considerând că la debitul nominal numărul de cavitație are valoarea $\sigma=1,18$. Acest număr a fost ales pentru că la acest regim de funcționare vârtejul funie produce cele mai mari pulsații de presiune pentru modelul de turbină investigat. Măsurătorile s-au efectuat la ieșirea din conul tubului de aspirație prin ferestre de vizualizare tratate special în vederea măsurătorilor cu laser. Ceea ce s-a dorit în acest studiu a fost reconstrucția spațială a poziției vârtejului funie față de peretele tubului de aspirație. Pentru acest lucru sistemul de măsură PIV trebuia sincronizat astfel încât să măsoare vârtejul funie exact în aceeași poziție pe con. Pentru aceasta pe con a fost instalat un traductor de presiune nestaționar care a permis măsurarea câmpului de viteze atunci când traductorul înregistrează un puls de presiune. Avantajul acestei metode este că se poate măsura chiar dacă regimul de lucru este necavitațional, deci vârtejul funie nu este vizibil. Paralel a fost montat un sistem LDV pentru a face legătura dintre pulsațiile de presiune înregistrate pe perete și poziția spațială a vârtejului funie. Fotomultimetru LDV-ului va furniza un semnal de fiecare dată când vârtejul funie va intersecta volumul de măsură al LDV. Achiziția cu PIV a fost realizată la un anumit timp după ce a fost primit semnalul de la traductorul de presiune. Din investigarea mai multor puncte de funcționare între $\sigma=0,38$ și $1,18$ s-a ajuns la concluzia că diametrul vârtejului funie este mai mare la numărul Thoma σ de funcționare cel mai mic. Când numărul Thoma începe să crească diametrul vârtejului funie începe să scadă, ajungând ca la valoarea cea mai mare să nu existe vârtej funie.

I.3. Funcționarea turbinelor hidraulice la regimuri variabile - aspecte dinamice

Fenomenul de vârtej funie apare în conul tubului de aspirație când turbinele hidraulice, în general turbinele cu palete fixe funcționează la un debit mai mic decât cel proiectat, Stein et al. [108]. Vârtejul funie apare la debite mai mici de 80% față de cel nominal. Se formează la limita dintre zona de stagnare din partea de mijloc a conului și zona de curgere, Nishi et al. [91]. Zona de curgere este situată aproape de peretele conului tubului de aspirație fiind caracterizată prin viteze mari atât pentru cea axială cât și radială, iar zona de stagnare este caracterizată prin viteze

medii mici în zona de mijloc. Acest fenomen de separare a fluidului cu apariția vârtejului funie produce instabilități ale curgerii însoțite de pulsații mari ale presiunii.

Zona de separare care se formează între zona de curgere principală și zona de stagnare corespunde formării vârtejului funie, Kuibin et al [64]. Cu cât diferența de valori (spre exemplu profilul mediat al vitezei axiale din con) este mai mare cu atât instabilitatea curgerii produsă de vârtejul funie va fi mai pronunțată. În momentul de față problema majoră în centrele de cercetare ale turbinelor hidraulice este prezicerea cât mai precisă a curgerii de la ieșirea din rotor cu resurse computaționale minime și într-un interval de timp cât mai scurt. Astfel Kuibin et al [64], introduce un model matematic care surprinde foarte bine măsurătorile experimentale pentru regimuri de funcționare diferite de punctul optim. În acest mod este evitată simularea numerică 3D nestaționară care necesită efort de calcul și un timp îndelungat.

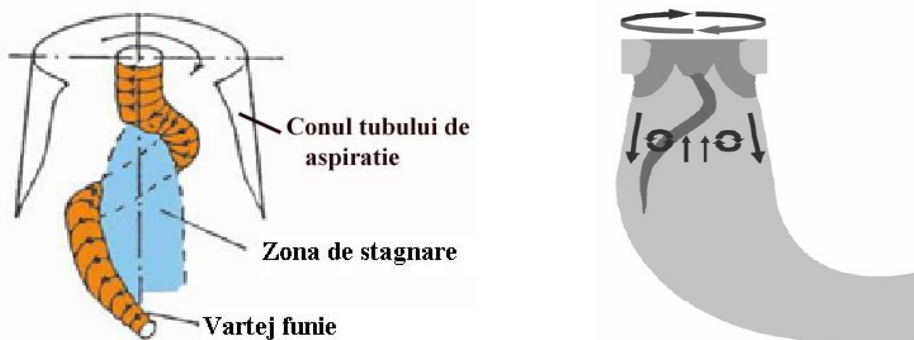


Figura 1. 9. Formarea vârtejului funie între zona de stagnare și zona de curgere conform Nishi et al. [91] (stânga) și zonele principale de curgere din interiorul tubului de aspirație, Stein [107] (dreapta)

Pulsațiile de presiune sunt responsabile pentru vibrații mari ale întregului sistem hidraulic, avarii ale turbinei, deteriorări ale paletajelor rotorului și a conului tubului de aspirație sau fluctuații mari de putere la generatorul electric. Instabilitatea curgerii se datorează mișcării vârtejului funie. Acesta are o mișcare de precesie în jurul axei mașinii, se formează la ieșirea din rotor și se continuă până la ieșirea din difuzorul conic al tubului de aspirație a turbinei hidraulice, Escudier [39].

Fenomenele asociate prezenței pulsațiilor de presiune pot fi împărțite în două categorii: fenomene asupra funcționării turbinei sau fenomene asupra integrității structurale a întregului sistem hidraulic.

Pe lângă creșterea pierderilor hidraulice în conul tubului de aspirație la regimuri departe de regimul optim apare și instabilitatea câmpului de presiune cu efecte nedorite. Exemplificat în Figura 1. 10, Wahl [127] prezintă repartitia presiunii din conul tubului de aspirație la diferite regimuri de funcționare ce țin cont de putere și turația rotorului încercat, ambii parametri fiind adimensionalizați. Randamentul maxim al turbinei investigate este de 90% la o deschidere a aparatului director între 27 și 30°. La deschideri ale aparatului director mai mici, prin urmare la debite mai mici de funcționare, încep să apară pulsațiile de presiune. Pulsațiile de presiune au fost adimensionalizate ținând cont de diametrul de intrare în conul tubului de aspirație dar și de debitul de funcționare. Aceste pulsații ating valoarea critică de 0,5 corespunzătoare unei deschideri a aparatului director de sub 21°. Se mai observă că în conul tubului de aspirație pot apărea chiar și două vârtejuri funie cu pulsații mari de presiune la deschideri ale aparatului director cuprinse între 15 și 10°.

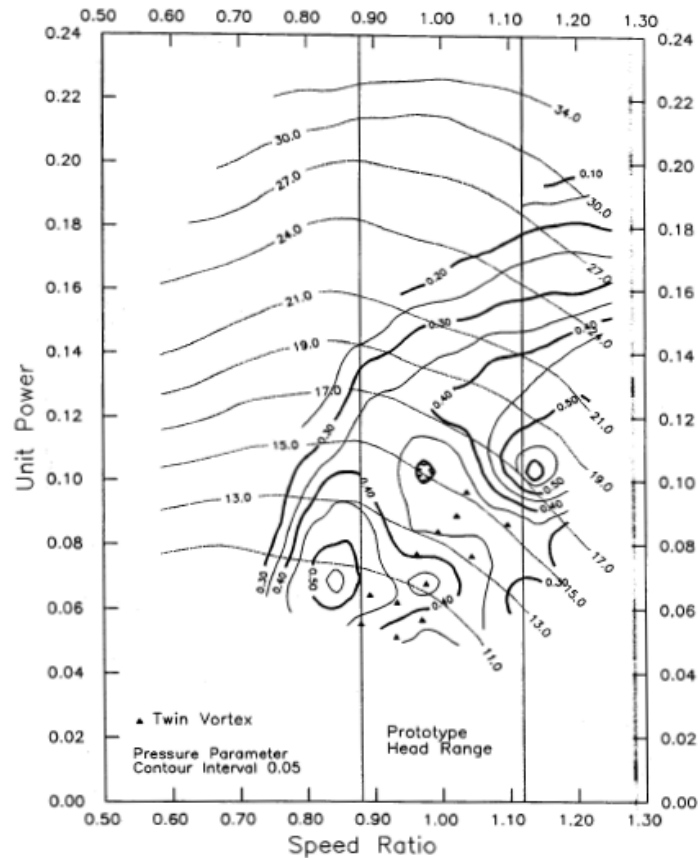


Figura 1. 10. Diagrama pulsățiilor de presiune, Wahle et al [127]

Exemplificat în Figura 1. 11 vârtejul funie apare în conul tubului de aspirație la ieșirea din rotorul de turbină, fiind surprins prima dată într-un calcul numeric de Ruprecht et al. [103]. Studiul experimental efectuat de Jacob [53],[54] analizează un model de turbină Francis în care indică zonele de formare a vârtejului funie. La sarcina parțială vârtejul funie are pulsații mari de presiune este vizibil și are o formă elicoidală. În schimb la debite mai mari decât cel nominal pulsațiile de presiune sunt mai mici și are forma unui cilindru în mijlocul conului.

Din cele spuse mai sus reiese că apariția vârtejului funie este strâns legată de funcționarea turbinei. Concluzia finală a acestuia este că vârtejul funie apare la majoritatea regimurilor de funcționare, dar fenomenele cele mai nedorite apar numai la sarcină parțială. Fenomenele care însoțesc vârtejul funie fiind pulsațiile mari de presiune și scăderea randamentului turbinei. În celelalte regimuri fie are o formă perfect cilindrică și simetrică în con, fie este axisimetric dar nu are consecințe asupra părților componente ale sistemului sau în partea de hidrodinamică a curgerii.

Din analiza curgerii în conul tubului de aspirație pe parte experimentală, Nishi et al. [91], vârtejul funie se împarte în mai multe regimuri de curgere, astfel:

- Regimul 1 are o curgere cu vârtej nedezvoltat, vârtejul este extins până în zona cotului tubului de aspirație, curgerea principală cu rotație este

stabilă și axisimetrică, iar fluctuațiile pulsațiilor de presiune la perete sunt foarte mici;

- Regimul 2 are o curgere cu vârtej dezvoltat, în centrul conului tubului de aspirație se formează o zonă de recirculare. În jurul acestei zone se formează vârtejul funie, schimbându-și forma tot timpul. Corespunzător formei diferite pe care o ia, și pulsațiile de presiune sunt neregulate;
- Regimul 3 corespunde condiției unde zona de recirculare există aproape întotdeauna la intrarea în tubul de aspirație. Astfel vârtejul funie înconjoară regiunea de recirculare. Este stabil și se rotește împreună după curgerea principală în aceeași direcție.
- Regimul 4 unde regiunea de stagnare se prelungeste până în avalul conului tubului de aspirație. Cum mărimea regiunii de recirculare este foarte mare vor apărea unul sau două vârtejuri funie ce apar neregulate.

În figura de mai jos se prezintă forma reală a vârtejului funie din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice obținut pentru prima dată din simularea numerică.

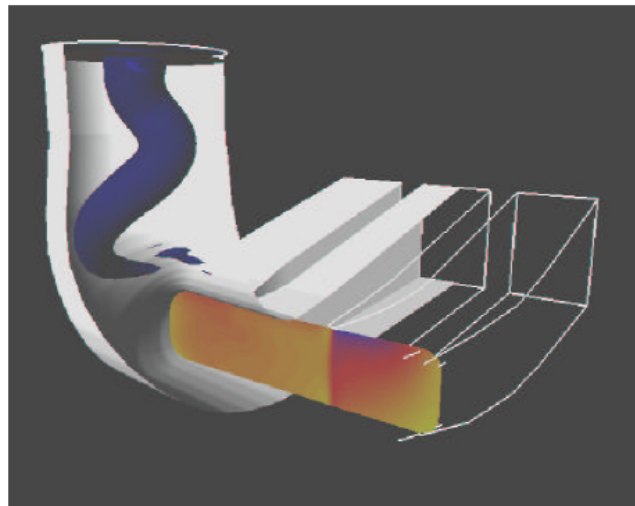


Figura 1. 11. Forma vârtejului funie obținut din simularea numerică din conul tubului de aspirație, Ruprecht et al. [103]

Atât fenomenele asociate funcționării turbinei cât și cele asociate întregului sistem hidraulic sunt la fel de importante și sunt analizate numeric în detaliu pentru a nu intra în rezonanță, Nicolet [87]. Întreg modelul de calcul cuprinde componentele sistemului hidraulic: vane, conductele aval și amonte de turbină, cameră spirală, stator, aparat director, rotor și tub de aspirație. Simularea a constatat în modelarea posibilelor fenomene de rezonanță ce pot apărea la funcționarea unei turbine hidraulice de tip Francis. Principalele surse de excitație în operarea unei turbine de acest tip sunt pulsațiile din conul tubului de aspirație dar și pulsațiile din interacțiunea rotor-stator, Alligne et al. [2], [3]. Cercetarea s-a îndreptat înspre analiza debitelor de funcționare mai mari decât cel optim ce induce de obicei frecvențe mari. Din rezultatele date este evidentă rezonanța dintre întreg sistemul hidraulic și vârtejul funie dar și faptul că principala sursă de pulsații este vârtejul funie. Aceste pulsații conduc la deteriorări ale paletelor rotorice sau deteriorări ale lagărelor.

Un exemplu de deteriorări ce au apărut în funcționarea unei turbine de acest tip este redată de Casanova [28]. În urma investigațiilor efectuate într-o centrală hidroelectrică, se prezintă analiza unor bolțuri ce fac legătura dintre două părți ale conului tubului de aspirație. Conul tubului de aspirație existent în centrală este format din două bucăți. Prima parte situată la ieșirea din turbină și o a doua parte care asigură legătura cu cotul și care este încastrată în beton. Legătura dintre ele este asigurată prin intermediul unor bolțuri. Acest tip de montură permite un joc mic între cele două și funcționează aproximativ ca un amortizor. Avantajul principal îl constituie faptul că bolțurile sunt confecționate dintr-un material moale și pot fi înlocuite rapid, fără a afecta funcționarea turbinei. Atunci când se funcționează la debite mai mici față de cel optim, ruperea lor este rapidă, prin urmare timpul dintre reparații scade semnificativ.

Centrala investigată conține trei turbine de 95 MW montate în linie și dispune un sistem de aerare prin capătul coroanei rotorice a turbinei. Analiza s-a efectuat la mai multe regimuri de funcționare: prima și a treia turbină au funcționat la puterea optimă iar a doua a funcționat la aproximativ 11 regimuri cuprinse între 10-100 MW. Din analiza bolturilor s-a observat că ele se rup efectiv în două zone: de-a lungul zonei filetate sau imediat după capul de prindere al surubului. Din analiza datelor măsurate s-a observat că solicitarea maximă a bolturilor este atunci când turbina funcționează sub jumătate din puterea la care a fost proiectată. Din analiza cu injecție de aer se observă a scădere a vibrațiilor inclusiv a solicitărilor asupra elementelor de legătură.

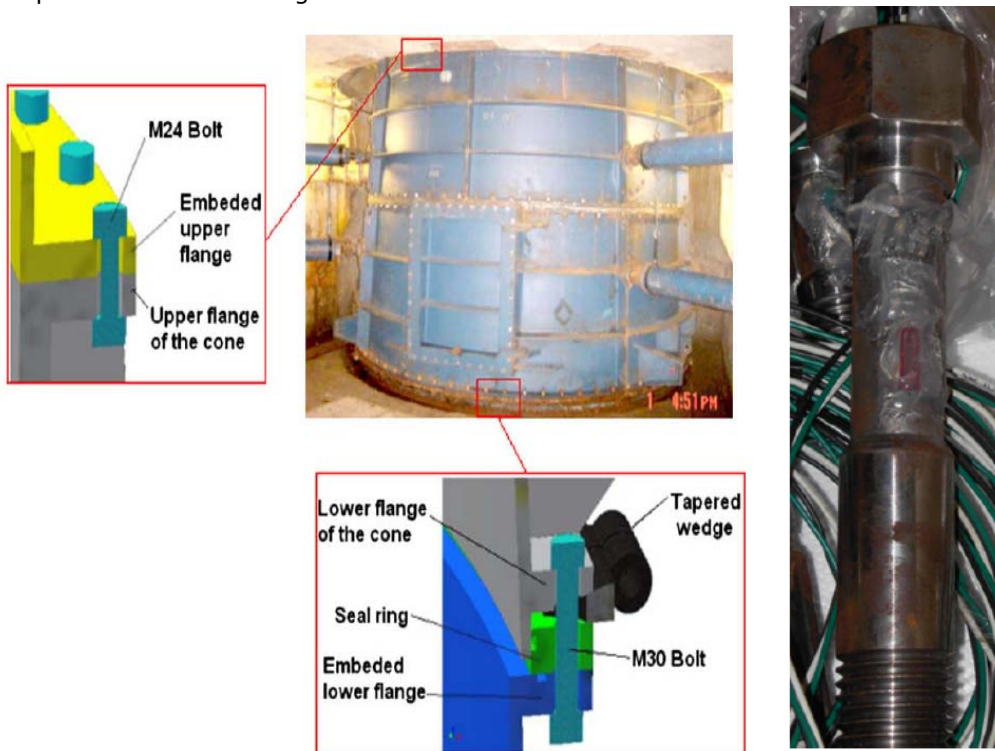


Figura 1. 12. Ruperea bolturilor din cele două zone ale conului tubului de aspirație ca urmare a funcționării turbinei la debite parțiale, Casanova [28]

Vârfurile pulsațiilor de presiune din tubul de aspirație al turbinelor hidraulice sunt principala cauză a instabilității și a pierderii de putere într-o centrală hidroelectrică. Astfel din măsurarea presiunii nestaționare în con pe un model de turbină sau pe o turbină reală se pot determina punctele de funcționare la care nu este indicat a se funcționa și totodată se pot analiza caracteristicile energetice ale sistemului Cervantes et al. [30], Kirschner et al. [60], [61]. Analiza curgerii în tubul de aspirație a unei turbine hidraulice este de un real interes în proiectarea unor noi masini și reabilitarea celor existente. Recuperarea de energie în tubul de aspirație afectează semnificativ eficiența. De asemenea turbinele hidraulice care funcționează la debite și căderi diferite de cel optim sunt supuse la pulsații de presiune considerabile produse de vârtejul funie și care pot produce vibrații mari ale sistemului. Cercetările întreprinse de Arpe et al. [7], [8] au dorit să analizeze câmpurile de presiune staționare și nestaționare la peretele conului tubului de aspirație al unei turbine hidraulice. Analiza a fost efectuată în cadrul proiectului FLINDT și se vor prezenta 2 cazuri. Primul caz se ocupă de analiza măsurătorilor de presiune la mai multe puncte de funcționare aproape de punctul optim. Al doilea caz se concentrează pe analiza măsurătorilor la un punct de măsurare la debit parțial. Aceste două cazuri au fost analizate numeric. Pentru primul caz analiza numerică surprinde o separare a curgerii din conul tubului de aspirație ce conduce la apariția vârtejurii funie. Mărirea și lungimea vârtejurii cresc odată cu scăderea debitului și conduce în final la blocarea completă a canalului drept al tubului de aspirație și creșterea semnificativă a pierderilor globale din con. În al doilea caz analiza numerică a concluzionat că la debite parțiale avem o creștere rapidă a amplitudinilor pulsațiilor de presiune în cot. Toate aceste analize conduc la primele rezultate ce pot fi comparate cu partea experimentală. Modelul de turbină investigat este de tip Francis, iar pentru a realiza măsurătorile pe întreg tubul de aspirație s-au montat 292 de puncte în care se pot face măsurători. Din măsurători s-a observat o strânsă legătură între fluctuațiile de presiune din con și rotația rotorului. Pentru cazul al doilea ce corespunde debitelor de funcționare scăzute, în secțiunea de la intrare în con s-a observat că pulsațiile de presiune în timp au o formă aproape sinusoidală, vârtejul funie este situat aproape de axa masinii cu o formă aproape simetrică, iar minimum fluctuațiilor este atunci când vârtejul trece aproape de senzorul de presiune. La secțiunea situată la ieșirea din con vârtejul funie se rotește în jurul axei masinii dar este poziționat aproape de peretele conului, iar amplitudinile fluctuațiilor de presiune cresc semnificativ. Se înregistrează o scădere rapidă a pulsațiilor urmate de o creștere la fel mare. În celelalte secțiuni situate înspre ieșire se observă o scădere progresivă a fluctuațiilor de presiune. Ca o concluzie la rezultatele experimentale este faptul că cele două cazuri studiate confirmă simulările efectuate.

Wang et al. [131] au efectuat o investigație experimentală în comparație cu o simulare numerică 3D pe o turbină prototip de 700 MW. Investigațiile experimentale din centrală au arătat că atunci când se funcționează la sarcini parțiale valorile pulsațiilor de presiune cresc considerabil. Astfel la un debit de aproximativ 50% din cel de funcționare, pulsațiile de presiune au valorile cele mai mari. Odată cu analiza pulsațiilor de presiune s-a descoperit că frecvența de rotație a vârtejurii funie când se operează la debite parțiale este între $\frac{1}{4}$ și $\frac{1}{3}$ din frecvența de rotație a rotorului.

În studiul efectuat de Wang et al. [130] oscilațiile pulsațiilor de presiune au fost înregistrate în 26 de puncte montate pe 8 secțiuni de pe conul și cotul tubului de aspirație la 6 regimuri de funcționare. Rezultatele au arătat că pulsațiile de presiune variază funcție de regimul de operare al turbinei. În con fluctuațiile de presiune sunt în strânsă legătură cu câmpul de viteză de la ieșirea din rotor. La

condițiile de funcționare parțială a unei turbine (deschideri ale aparatului director cuprinse între 40-70% sau debite de 30-80% din cel nominal) apare vârtejul funie însoțit de pulsații mari de presiune. Câțiva factori sunt strâns legați de fenomenul de mai sus amintit: căderea, numărul Thoma și tipul de turbină utilizat. Din analiza pulsațiilor de presiune pe toate secțiunile în care au fost instalați senzori de presiune se poate observa că pe conul, respectiv pe cotul tubului de aspirație avem pulsații mult mai mari, cu un vârf de presiune la intrarea în conul tubului de aspirație. Din testele efectuate la diferite regimuri de funcționare (modificarea debitului) s-a observat că turația rotorului are un rol major în influența pulsațiilor de presiune ce acționează pe con. În concluzie se poate spune că aceste măsurători de presiune au determinat că frecvența de rotație a vârtejurii funie este strâns legată de frecvența cu care se rotește rotorul. Astfel rotația vârtejurii variază între 20 și 33% din turația rotorului funcție de debitele la care se funcționează. Altă observație este că amplitudinea vârtejurii crește odată cu mărirea turației rotorului, iar vârful amplitudinii este simțit și în partea inferioară de cot a tubului de aspirație. Investigații experimentale care au studiat frecvența de precesie a vârtejurii funie funcție de turația rotorului sunt efectuate de asemenea de Doerfler et al. [35], [36] și Rus et al. [104]. Sunt investigate și pulsațiile de presiune de pe con, sursa acestora fiind de asemenea vârtejul funie.

Un studiu experimental efectuat de Arpe, et al. [9] prezintă o analiză a pulsațiilor de presiune în zona cotului tubului de aspirație. Investigațiile experimentale au fost efectuate pe un model de turbină Francis la un debit de funcționare de aproximativ 70 % din punctul de funcționare. Pulsațiile de presiune au fost înregistrate în 100 de puncte montate de-a lungul mai multor secțiuni. Din analiza pulsațiilor de presiune s-a constatat că există pulsații mari de-a lungul tubului de aspirație la o frecvență mai mică decât frecvența rotorului. S-a identificat că aceste pulsații sunt de natură sincronă, adică pulsații de tip piston care se manifestă în întreg sistemul hidraulic al stațiunii experimentale.

Simularea numerică a curgerii cu rotație din conul tubului de aspirație a fost investigată de mai multe colective de cercetare. Scopul investigațiilor numerice a fost acela de a prezice eficiența turbinelor, dar și pentru a se putea valida cu rezultatele experimentale care de cele mai multe ori sunt costisitoare, de lungă durată și este necesară o bază materială solidă. Pentru prezicerea fenomenelor funcționării unei turbine la parametrii optimi dar și la regimuri de funcționare parțiale, de obicei se efectuează simulări numerice 3D pe întreg sistemul hidraulic, astfel încât să se surprindă toate informațiile legate de curgere și fenomenele asociate cum sunt spre exemplu pulsațiile de presiune din con sau apariția vârtejurii funie.

Vu et al. [124] a efectuat o simulare numerică completă a curgerii în componentele traseului hidraulic a unei turbine hidraulice (camera spirală cu stator, aparat director, rotor, tub de aspirație) la diferite regimuri de funcționare. Scopul a fost validarea rezultatelor experimentale cu cele numerice dar și evaluarea coeficienților de pierdere hidraulică la mai multe regimuri de funcționare. Din simulările numerice efectuate s-a observat că datele analizate sunt corecte în comparație cu datele experimentale, acuratețea datelor fiind în strânsă legătură cu discretizarea domeniului 3D în special pentru tubul de aspirație. Datorită geometriei conului tubului de aspirație dar și a curgerii decelerate cu o mișcare de rotație cu cât o discretizare este mai bună, cu atât acuratețea simulărilor numerice este mai bună.

Mauri [74] a efectuat o simulare numerică nestaționară 3D utilizând un model de turbulență bazat pe ecuațiile Navier-Stokes. Pentru validarea simulării numerice, datele au fost comparate cu datele din investigarea experimentală.

Simularea numerică s-a efectuat la mai multe regimuri de funcționare cuprinse între 90% și 110% față de debitul optim. Din compararea rezultatelor s-a observat că modelul de turbulență folosit este capabil să surprindă atât profilele de viteză măsurate, dar și presiunile de pe peretii conului. Diferențe semnificative au fost observate la debite de funcționare mai mari decât cel optim deoarece în tubul de aspirație curgerea la aceste regimuri are fluctuații mari.

Liu et al. [69] au efectuat o simulare numerică 3D cavitațională cu o curgere turbulentă pe un model de turbină Francis. Scopul acesteia a fost acela de a valida datele numerice cu rezultatele experimentale. Simularea numerică a fost efectuată cu un model de amestec bifazic lichid-vapori. După validarea cu datele experimentale s-a ajuns la concluzia că o simulare a curgerii cu cavitație cu un model de amestec bifazic se apropie bine de performanțele unei turbine Francis reale. Fluctuațiile de presiune cauzate de vârtejul cavitațional sunt approximate bine de modelul simulării numerice ce folosește curgerea cavitațională turbulentă.

O altă analiză numerică a fost efectuată pentru a determina corelarea dintre deschiderea aparatului director (din care se reglează debitul de funcționare) și amplitudinea pulsațiilor de presiune, Lipej et al. [68], Jost et al. [55]. Datele extrase din analiza numerică 3D au fost comparate cu rezultatele experimentale pentru a valida calculul numeric. Astfel s-a descoperit că simularea numerică nestaționară turbulentă aproximează foarte bine frecvențele din conul tubului de aspirație, dar în cazul analizei amplitudinilor pulsațiilor de presiune diferențele sunt mari.

Wang et al. [131] au efectuat investigarea vârtejurii din conul tubului de aspirație atât experimental cât și numeric. În partea experimentală s-au măsurat pulsațiile de presiune, iar în partea de calcul s-au investigat toate elementele ansamblului hidraulic: camera spirală, stator, aparat director, rotor și tub de aspirație. Prototipul experimental conține rotorul cu 13 palete și aparatul director cu 20 de palete. Rotația rotorului a fost de 100 rpm și pentru condițiile de funcționare numărul Reynolds a fost cuprins între 6×10^6 până la $1,2 \cdot 10^7$. Au fost alese mai multe puncte de funcționare variind deschiderea aparatului director precum și căderea turbinei. Pentru domeniul de calcul, camera spirală, statorul și aparatul director au fost calculate staționar. Rotorul și tubul de aspirație au fost calculate cu o curgere turbulentă nestaționară datorită condițiilor de curgere existente în interiorul acestora. Compararea experimentală a pulsațiilor de presiune cu cea din simularea numerică a evidențiat faptul că la debite aproape de punctul optim de funcționare datele comparate sunt identice, iar la debite parțiale rezultatele diferă semnificativ.

Zhang et al. [132], [133] au efectuat o analiză numerică a curgerii din tubul de aspirație pentru debitele parțiale de funcționare. În prima etapă au fost studiate două cazuri: unul la un debit de 0,555 față de cel nominal, iar în al doilea caz s-a studiat curgerea la debitul optim. Pentru primul caz calculul a surprins un vârtej funie de mari dimensiuni pe toată lungimea conului. Asociat vârtejurii funie pe monitorii de presiune montați pe generatoarea conului se observă pulsații de joasă frecvență și de mare amplitudine. O mărime ce ține cont de frecvența adimensională este numărul Strouhal. Este asociată fenomenelor nestaționare și este definit după formula:

$$Sh = \frac{f \cdot D_0}{V_0} \quad (1.8)$$

Unde:

- D_0 este diametrul de la intrarea în conul tubului de aspirație
- V_0 viteza din zona de intrare în con
- f frecvența măsurată

Din calcul a reieșit o valoare a numărului Strouhal de 0,271. Au fost efectuate și o serie de teste pentru a examina influența pasului de timp sau a mărimii celulelor din domeniul de discretizare. Astfel dacă se schimbă pasul de timp numărul Strouhal nu se modifică semnificativ, dar dacă se modifică numărul de celule, se modifică substanțial valoarea lui Sh . Valoarea amintită mai sus se apropie mult de valoarea calculată pe un prototip de turbină la care $Sh=0,243$. Pentru cazul doi, la debitul nominal curgerea nu are un vârtej funie, dar are o dâră la intrare în con care este simetrică și nu produce fluctuații de presiune. Curgerea axisimetrică este confirmată și de liniile de curent ce au fost trasate și în care se observă clar că nu se deplasează spre perete ci își păstrează traiectoria normală în curgere de-a lungul canalului. În final se face o evaluare a tehnicilor de control a curgerii cu vârtej, precum și un calcul numeric al unei metode de control după Susan-Resiga et al. [117]. Metoda de control investigată este aceea a injecției de apă în zona de intrare a conului tubului de aspirație. Această metodă s-a studiat pentru primul caz investigat care avea cel mai dezvoltat vârtej funie. Din vizualizarea acestuia s-a observat că atunci când se injectează 10,2% din debitul de funcționare, în prima fază vârtejul se împarte în două volume de lungimi diferite. Odată cu creșterea debitului de injecție acestea se divid în altele și mai mici, urmând ca la final să se stabilizeze într-un volum axisimetric la intrare în con de mici dimensiuni. Din calcule a reieșit că fluctuațiile pulsațiilor de presiune scad până la 8,7%, iar coeficientul de recuperare al presiunii crește de la 63,2% la 65,6%.

Prin urmare simulările numerice 3D efectuate recent au putut surprinde chiar foarte bine toate fenomenele apărute pe o turbină reală. Deoarece simularea numerică 3D necesită o putere mare de calcul, dar și un timp îndelungat s-a încercat a se surprinde fenomenul curgerii decelerate din conul tubului de aspirație cu simularea axial simetrică 2D. Chiar dacă simularea 2D nu este capabilă să surprindă pulsațiile de presiune din con, oferă într-un timp mult mai scurt informații cu privire la câmpurile de presiune și de viteză. Forma câmpurilor de presiune oferă o idee despre fenomenele suplimentare care apar (aparitia vârtejului funie). Pentru a putea compara modelul 2D cu modelul 3D dar și cu partea de experiment au fost efectuate o serie de analize pentru a observa dacă este posibil ca un model 2D este capabil să surprindă cât mai bine fenomenul curgerii decelerate din conul tubului de aspirație. Susan-Resiga et al. [116] au efectuat o analiză tridimensională în comparație cu o analiză bidimensională a curgerii cu rotație din secțiunea de test similară cu cea existentă pe standul experimental special proiectat pentru investigarea curgerii cu vârtej. Domeniul tridimensional a cuprins aproximativ 2.000.000 de celule iar ca model de turbulență a fost folosit un model nestaționar turbulent $k-\epsilon$. Modelul bidimensional a fost unul axisimetric ce cuprinde o secțiune transversală prin secțiunea de test. Din analiza rezultatelor presiunii și a vitezelor obținute s-a observat o suprapunere bună atât a valorilor cantitative din câmpurile mediate dar și pentru valorile calitative pentru axele de măsură investigate. Această lucrare a demonstrat că este posibil ca o simulare bidimensională să surprindă curgerea dintr-un difuzor conic în cazul curgerii cu rotație. Astfel simularea 2D axial simetrică oferă o imagine cantitativă dar și calitativă într-un timp foarte scurt despre curgerea decelerată din difuzorul conic fără a evalua pulsațiile de presiune.

I.4. Stadiul actual al soluțiilor tehnice utilizate pentru atenuarea efectelor vârtejului funie

Pentru eliminarea sau controlul curgerii cu vârtej funie la momentul de față se folosesc diferite metode. Acestea se pot clasifica în metode de control activ, metode de control pasiv sau metode de control semipasiv funcție de energia inserată în con Blommaert [18]. Astfel dacă este utilizată o sursă de energie din exterior pentru a controla sau elimina vârtejul funie avem un control activ. Exemple de control activ sunt: inserarea de aer în con, Thike [120], folosirea unor jeturi de apă tangențiale, Kjeldsen et al. [62]. Prin control pasiv se înțelege controlul vârtejului funie fără a insera energie. Spre exemplu acest control poate folosi aripioare montate pe conul tubului de aspirație Nishi et al. [91], diverse forme ale ogivei montate în prelungirea rotorului sau folosirea unor canale montate pe generatoarea conului tubului de aspirație Kurokawa et al. [66].

I.4.1. Admisia de aer

O metodă de eliminare a pulsațiilor de presiune întâlnită frecvent în centralele hidroelectrice este aceea de a injecta aer în conul tubului de aspirație. Pe baza simulării numerice, Qian et al. [100] a investigat întreg traseul hidraulic tridimensional (cameră spirală, stator, aparat director, rotor, tub de aspirație). S-a concluzionat că vârtejul funie care se formează la sarcini parțiale este principalul factor al pulsațiilor de presiune din conul tubului de aspirație. Frecvența dominantă este dată de turația rotorului, forma rotorului și a conului tubului de aspirație și nu se modifică la admisia de aer. Cu admisia de aer se minimizează atât diferența de presiune de-a lungul conului tubului de aspirație cât și amplitudinea pulsațiilor de presiune. Această metodă de admisie cu aer scade pulsațiile de presiune, dar marea problemă la această metodă este găsirea cantității optime a debitului de aer ce trebuie utilizat.

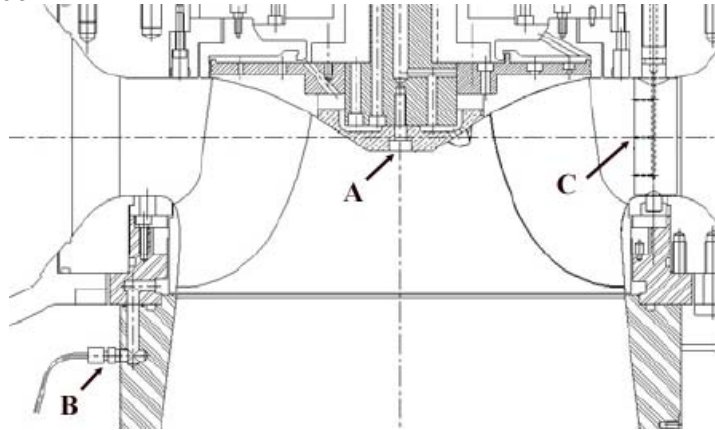


Figura 1. 13. Puncte de injecție a aerului în sistemul hidraulic al turbinei Francis după Pappilon et al. [97]

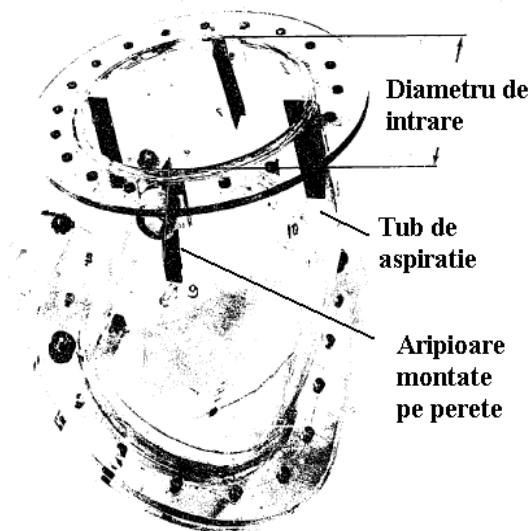
Pentru admisia de aer în conul turbinelor hidraulice, Pappilon et al. [97] se pot folosi mai multe puncte de injecție prezentate în Figura 1. 13. Astfel admisia de aer se poate efectua fie prin ogiva rotorului prevăzută cu canal interior (punctul A),

la periferia rotorului aproape de inelul rotorului (punctul B) sau prin bordul de fugă al aparatului director, amonte de rotor (punctul C).

Atunci când vârtejul este umplut cu aer sau cu vapori de apă amplitudinile pulsațiilor de presiune scad Thike [120]. Pulsațiile de presiune sunt responsabile pentru efecte nedorite cum ar fi: zgomote, vibrații, variații ale puterii la ieșire, pulsații ale presiunii pe conducta forțată. Admisia de aer în rotor sau în tubul de aspirație este o metodă de diminuare a acestor pulsații. Aerarea se poate face fie prin rotor sau în tubul de aspirație, cu ajutorul unui compresor sau prin aspirație directă atunci când presiunea din interiorul tubului de aspirație este mai mică decât cea atmosferică. Exprimat în funcție de debitul nominal de funcționare și presiunea la căderea existentă se poate folosi o cantitate de 1-2% de aer injectat. Pentru aer injectat între aparatul director și rotor se folosește o cantitate de 0.05-0.1%. Măsurători experimentale au arătat că o cantitate mare de aer mărește amplitudinea pulsațiilor de presiune. Problema principală a metodei mai sus amintite o reprezintă costul energiei pentru comprimarea aerului precum și probleme legate de etanșare.

1.4.2. Aripioare montate pe peretele conului tubului de aspirație

Aripioarele montate longitudinal pe conul tubului de aspirație, Thike [120], Falvey [40], [41], Nishi et al. [91] sunt folosite pentru a elimina curgerea cu vârtej funie și pulsațiile de presiune. Totuși apar probleme legate de locația acestora pe con în funcție de regimul la care se operează cu turbina precum și pierderi considerabile ale randamentului. Se recomandă a se folosi în practică atunci când au fost utilizate toate celelalte metode care nu au dat rezultate în atenuarea pulsațiilor de presiune.



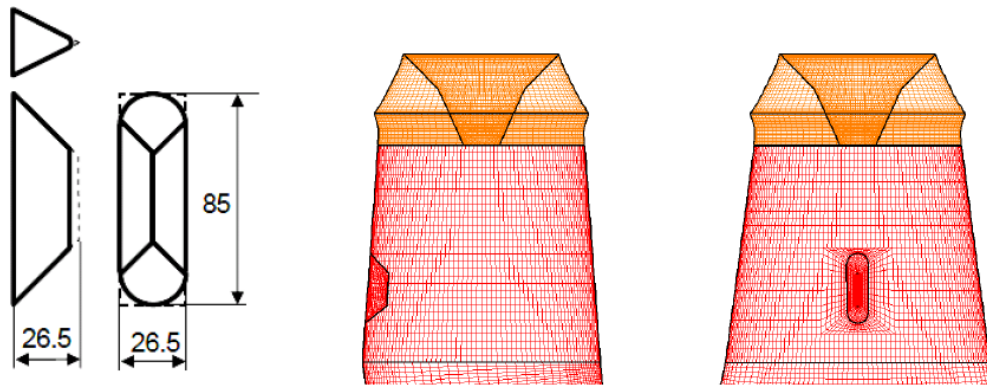


Figura 1. 14. Aripioare montate pe peretele tubului de aspirație utilizate de Falvey [40] (sus) și Miyagawa et al. [76]

Din Falvey [40] rezultă că aceste aripioare montate pe generatoarea conului au lungimile de maxim jumătate din diametrul de intrare al conului tubului de aspirație cu o lățime de 0,1-0,2 din același diametru de intrare. Eficiența maximă a acestora este înregistrată dacă sunt montate cât mai aproape de intrarea în con, dar și de dimensiunile, forma și numărul acestora, Nishi et al. [92]. Dintre dezavantajele folosirii aripioarelor se numără scăderea randamentului turbinei, zgomote de înaltă frecvență și probleme legate de instalarea lor pe con. De aceea implementarea ei se efectuează numai pe hidroagregatele de putere mică.

1.4.3. Caneluri pe peretele conului tubului de aspirație

Metoda J-groove folosită de Kurokawa [66] constă în amplasarea pe con a unor canale de-a lungul generatoarei tubului de aspirație. Astfel din testele efectuate a rezultat că această metodă reduce considerabil curgerea cu rotație cu aproximativ 85%. Dezavantajul acestei metode o reprezintă faptul că pentru fiecare regim de funcționare trebuie montate alte canale de dimensiuni diferite pentru a nu afecta randamentul turbinei.

1.4.4. Prelungiri ale ogivei

Prelungirile ogivei în tubul de aspirație au rolul de a elimina recircularea fluidului din zona de mijloc. Problema ogivei prelungite o reprezintă faptul că reduce transformarea energiei cinetice în energie potențială de presiune și forțele laterale exercitate asupra lor sunt mai mari, ceea ce conduce la probleme legate de lăgăruirea rotorului, Thike [120].

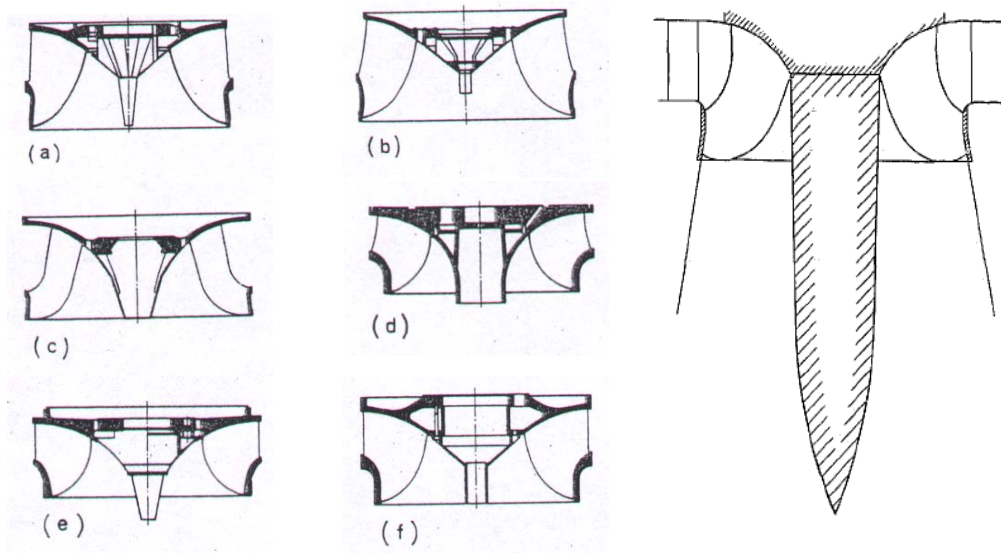


Figura 1. 15. Forme ale prelungirilor ogivei pentru eliminarea recirculării fluidului din zona de mijloc a conului după Thike [120] stanga și Falvey [40] dreapta.

Vevke et al. [122], [123] prezintă un studiu în investigația curgerii din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice cu diferite configurații ale formei ogivei la sarcina parțială. Au fost măsurate presiunile dinamice de pe perete precum și distribuția profilelor de viteze în con cu ajutorul Laser Doppler Velocimetry. În măsuratori au folosit extensii sub forma de conuri de diferite lungimi atașate în prelungirea rotorului. Din măsurători a reieșit că au un efect de scădere a fluctuațiilor de presiune față de conul tubului de aspirație original. Totuși fiecărui punct de funcționare îi corespunde un anumit con de o anumită lungime a extensiei și grosime. Aplicarea practică este imposibilă deoarece ar însemna o extensie a conului cu lungime și grosime variabilă în timpul funcționării turbinei.

1.4.5. Stâlpi în conul tubului de aspirație

Un alt mod de eliminare a pulsațiilor din con atunci când se funcționează la sarcină parțială este acela de a reduce zona de recirculare din partea de mijloc a conului prin umplerea ei cu un corp solid: fie cu prelungiri ale ogivei de pe rotor fie cu prelungiri cilindrice din cotul tubului de aspirație înspre rotor (stâlpi). Din aplicarea acestei metode s-a constatat că diametrul cilindrului interior trebuie să se modifice între 0,2-0,8 din diametrul de intrare în con funcție de regimul de funcționare.

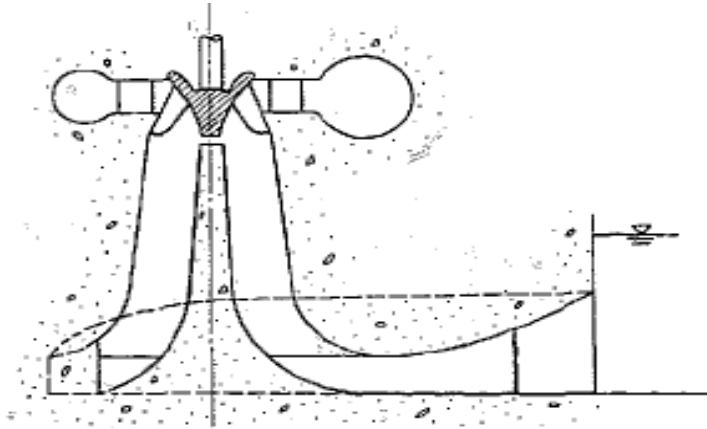


Figura 1. 16 Stâlpi în conul tubului de aspirație după Falvey [40]

Figura 1. 16 prezintă forma prelungirii cilindrice din cotul tubului de aspirație în conul tubului de aspirație după Falvey [40]. Se observă că nu este atașată de rotor, ceea ce înseamnă că acesta nu mai este supus la forțele laterale exercitate de prelungirile acestuia. Problema principală a acestei metode este că diametrul stâlpului din con este imposibil a se modifica funcție de regimul de funcționare al turbinei.

1.4.6. Injecție de jeturi tangențiale la perete

O tehnică de eliminare sau control al vârtejului funie este acela de a injecta apă în con, tangențial față de perete, Kjeldsen et al. [62]. Injecția de apă se face în tubul de aspirație, tangențial și de sens opus curgerii din difuzorul conic. Sistemul este controlat de o pompă principală care are aspirația legată la camera spirală sau la conducta de aducțiune. Duzele sunt proiectate în așa fel încât unghiul de injecție față de perete poate fi reglat într-un interval de 15° . Din măsurătorile experimentale efectuate în regim de sarcină parțială s-a definit clar că există mari pulsații de presiune mai ales la debite de 50% și 40% din cel nominal. La injecția de apă se arată o reducere substanțială a pulsațiilor de presiune în conul tubului de aspirație. Problema principală a acestei metode o constituie preluarea unei cantități de apă din camera spirală ceea ce reprezintă o pierdere deoarece cantitatea de apă necesară injecției de jeturi tangențiale nu participă la transformarea energiei hidraulice în energie mecanică din rotorul turbinei.

Nishi [93] folosește metoda Vortex Generator Jets, în conul tubului de aspirație cu o deschidere unghiulară de 14° se introduc jeturi tangențiale. În funcție de coeficientul de recuperare al presiunii s-a concluzionat că această metodă poate fi folosită pentru a elimina separarea din con, pentru a îmbunătăți coeficientul de recuperare și a scădea pierderile. Încercările experimentale s-au realizat cu aer iar această metodă presupune costuri mari de implementare în practică.

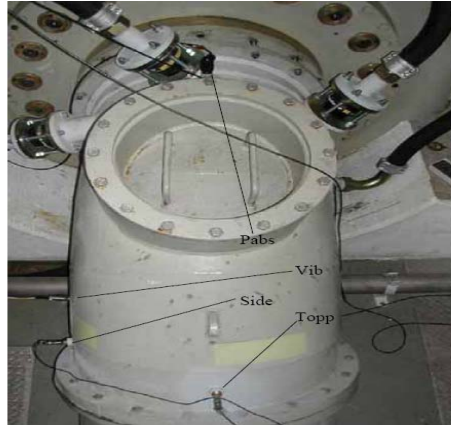


Figura 1. 17 Injecția de jeturi tangențiale în conul tubului de aspirație, Kjeldsen et al. [62]

1.4.7. Impulsuri de presiune

O metodă de control a pulsațiilor de presiune a fost investigată recent de Blommaert [18], [19]. Pentru reducerea pulsațiilor de presiune din difuzorul conic al turbinelor hidraulice sunt folosite pulsații de presiune inserate în con la aceeași frecvență cu cea dată de curgerea din difuzorul conic. Metoda a fost investigată experimental pe un model de turbină Francis, care a funcționat la 76% față de punctul optim de funcționare. Traductorii de presiune au fost montați atât pe conul tubului de aspirație pentru a observa evoluția pulsațiilor de presiune cu această metodă, dar și pe conducta aval. Este prelevat un mic debit de apă din avalul camerei spirale, care este introdusă direct în cotul tubului de aspirație sub formă de jeturi la anumite intervale de timp funcție de frecvența pulsațiilor de presiune din con. Schița stațiunii experimentale având implementată metoda de control este prezentată în figura de mai jos:

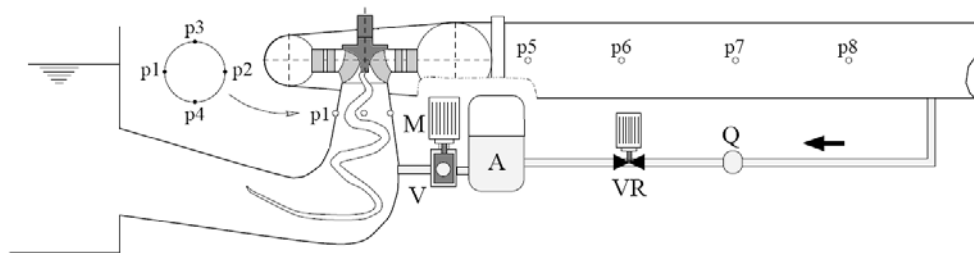


Figura 1. 18 Schița standului experimental de încercare a metodei cu pulsații de presiune, Blommaert et al. [18], [19].

S-au testat diferite diametre ale duzei de injecție la mai multe debite. Analiza amplitudinilor și frecvențelor pulsațiilor de este redată în următoarea figură:

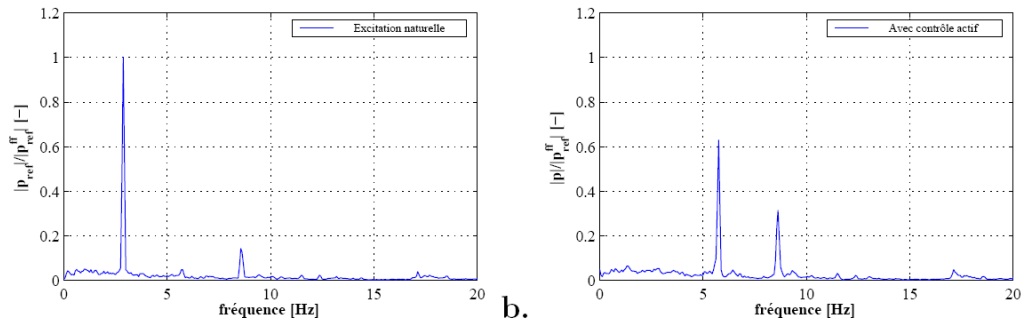


Figura 1. 19 Amplitudinile funcție de frecvență pentru cazul curgerii cu vârtej funie (stânga) și pentru cazul curgerii cu impulsuri de presiune (dreapta), Blommaert et al. [18], [19].

Cazurile analizate au concluzionat că această metodă cu impulsuri de presiune reduce amplitudinea cu peste 40%. Ca efect secundar, frecvența pulsațiilor de presiune crește iar amplitudinea va avea o a doua armonică, care în unele cazuri este mai mare decât armonica fundamentală. Chiar dacă diminuează pulsațiile de presiune, această metodă nu a fost testată încă pe un prototip de turbină sau pe o turbină reală. Principala problemă a acestei metode este că reglajul sistemelor auxiliare pentru injecția impulsurilor de presiune din cot este complexă, ținând cont de pulsațiile de presiune înregistrate în conul tubului de aspirație, conductă amonte.

În concluzie soluțiile tehnice folosite pentru atenuarea efectelor vârtejurii sunt următoarele:

Soluții	Efecte	Dezavantaje
Evitarea funcționării la debite parțiale	Eliminarea pulsațiilor de presiune	Scăderea domeniului de funcționare al mașinii
Admisie de aer (autoindus sau comprimat)	Scăderea pulsațiilor de presiune	La cantități mari de aer admis este nevoie de compresoare, iar metoda devine costisitoare din punct de vedere economic
Aripioare montate în conul tubului de aspirație	Scăderea curgerii cu rotație de la perete, deci eliminarea vârtejurii	Pierderi ale randamentului mașinii, iar aripioarele sunt afectate de cavitație
Prelungiri ale ogivei rotorului în con	Diminuarea pierderilor din con	Forțe radiale mari și efecte ne semnificative la curgere cu vârtej funie
Curgere tangențială de sens opus curgerii cu rotație în con	Micșorarea curgerii cu rotație de la perete	Costisitoare și scăderi ale randamentului mașinii
Impulsuri de presiune	Curgerea cu vârtej funie este eliminată prin inducerea pulsațiilor de presiune în conul tubului de aspirație	Nu este testată pe un prototip, costisitoare și complexă din punct de vedere tehnic

1.4.8. Injecția de jet de apă prin ogiva coroanei

O nouă tehnică de control a pulsațiilor de presiune este de a injecta o cantitate de apă prin capătul coroanei rotorului, Susan-Resiga et al.[117], Ciocan et al.[34], Vu et al.[126]. Metoda injectiei de apă prin capătul coroanei rotorului este o metodă de control activ, elimină pulsațiile de presiune existente și elimină zona de stagnare care se formează în zona de mijloc a conului tubului de aspirație în jurul căreia apare vârtejul funie conform Nishi et al. [91]. Apa injectată împinge zona de stagnare la ieșirea din con ceea ce conduce la dispariția pulsațiilor de presiune și la o curgere stabilă. Pe lângă eliminarea fenomenelor nedorite atunci când se operează la sarcina parțială metoda injectiei de apă oferă posibilitatea reglării continue în funcție regimul de funcționare. Cu ajutorul unei electrovalve este posibil a se regla debitul preluat din camera spirală funcție de regimul de funcționare al turbinei. În acest mod se injectează cantitatea de apă optimă pentru a elimina zona de stagnare împreună cu vârtejul funie.

Metoda amintită a fost investigată numeric, Susan-Resiga et al. [117], cu ajutorul codului de calcul CFX10. Investigațiile numerice s-au bazat pe datele obținute din proiectul FLINDT. Din simulare numerică 3D a reieșit faptul că injectia de jet de apă reduce fluctuația presiunii de pe peretele conului tubului de aspirație. Cu injectia de apă atât frecvența cât și fluctuațiile de presiune au scăzut. Analiza a constatat în studiul mai multor diametre ale jetului de injecție și în analiza mai multor debite de injecție. Diametrele jetului de injecție au variat între 6-28% $D_{jet}/D_{intrare\ con}$, iar jetul de injecție a fost cuprins între 1-28% $Q_{jet}/Q_{funcționare}$. Aceste aspecte sunt importante, deoarece trebuie găsit pentru fiecare model de turbină o combinație optimă între debitul de apă injectat și reducerea pulsațiilor de presiune, deoarece apa injectată în conul tubului de aspirație este o pierdere hidraulică și nu participă la producerea energiei. Figura 1. 20 (dreapta) prezintă varianta propusă pentru injectia de apă prin capătul coroanei rotorului, iar Figura 1. 20 (stânga) descrie în detaliu modul în care este posibilă injectia de jet de apă prin coroana rotorului. O parte din apă din camera spirală este preluată cu ajutorul unui inel de alimentare în arborele principal al turbinei. Din arborele turbinei apa ajunge în ogiva turbinei și apoi este injectată axial în conul tubului de aspirație.

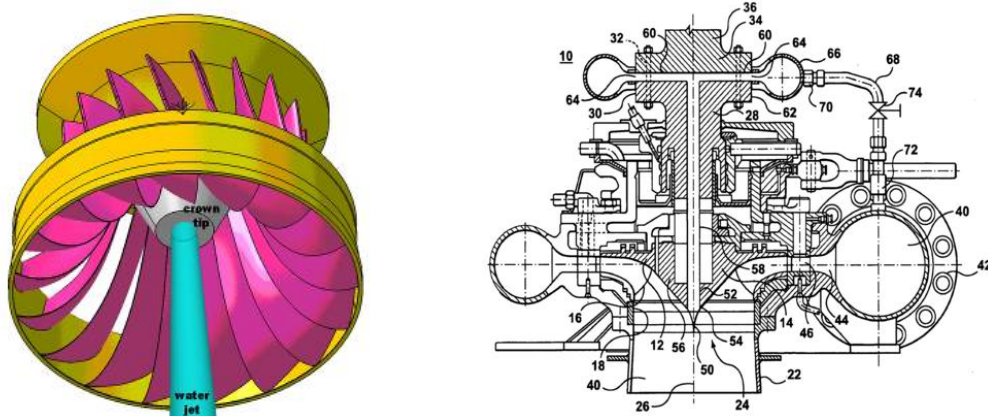


Figura 1. 20 Injecția de jet de apă prin coroana rotorului (stanga) și schema de injecție a apei prin capătul coroanei rotorului (dreapta), Susan-Resiga et al. [117]

I.5. Obiectivele și conținutul tezei de doctorat

Scopul activității de cercetare din cadrul tezei de doctorat este dezvoltarea și analiza unei noi metode de creștere a recuperării de presiune și diminuarea pulsațiilor de presiune din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice prin injecția de jet de apă de-a lungul axului mașinii. Pentru îndeplinirea scopului tezei au fost stabilite următoarele obiective:

1. dezvoltarea standului experimental împreună cu secțiunea de testare și generatorul de curgere cu vârtej. Pentru a studia curgerea decelerată din difuzorul conic al unei turbine hidraulice se va proiecta o secțiune de test cu aceleași caracteristici ca un tub de aspirație real, iar pentru generarea curgerii cu vârtej funie se va proiecta un generator de curgere cu rotație. Totodată se va dezvolta standul experimental pentru a putea implementa noua metodă de control cu injecție de apă;
2. măsurarea profilelor de viteză din secțiunea de test pentru cazul curgerii cu vârtej funie și pentru curgerea cu injecție de apă din care se va evidenția apariția zonei de stagnare și eliminarea ei odată cu introducerea injecției de apă;
3. măsurarea pulsațiilor de presiune de pe con pentru a analiza creșterea recuperării de presiune pe con și eliminarea pulsațiilor de presiune pentru injecția de apă;
4. compararea rezultatelor experimentale cu simularea numerică 2D axial simetrică pentru a evidenția faptul că un model simplificat poate surprinde curgerea decelerată și cu rotație din difuzorul conic al secțiunii de testare.

Obiectivele propuse în cadrul tezei de doctorat sunt îndreptate în special spre analiza experimentală. Primul obiectiv important este acela de dezvoltare a standului experimental. Se va avea în vedere obținerea curgerii cu vârtej funie în secțiunea de test. Deoarece se dorește analiza vârtejului funie numai din zona conului tubului de aspirație a turbinelor hidraulice, pe standul experimental nu a fost montat și cotul tubului de aspirație situat în aval. Această opțiune de a nu se monta și cotul tubului de aspirație a ținut cont de faptul că recuperarea principală de energie se face în conul tubului de aspirație similar secțiunii de test de pe standul experimental. Prin urmare standul experimental a fost proiectat pentru a analiza experimental o singură componentă a întregului sistem hidraulic (conul tubului de aspirație), componentă în care transformările energetice de la ieșirea din rotor sunt cele mai semnificative, Vu et al [124].

Având curgerea cu vârtej funie din secțiunea de test, este proiectată și dezvoltată noua metodă de control cu injecție de apă. Aceste două cazuri principale de curgere: curgere cu vârtej funie și curgere cu injecție de apă vor fi investigate experimental. Pentru a valida datele experimentale mediate, este efectuată o simulare numerică 2D axial simetrică, fiind comparate profilele de viteză și presiunile medii de pe perete.

Tinând cont de obiectivele propuse, conținutul tezei a fost structurat în capitolele următoare:

- Capitolul 1 – studierea stadiului actual al cercetărilor din domeniul mașinilor hidraulice, indentificarea problemelor din funcționare evaluarea metodelor de diminuare a pulsațiilor de presiune din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, dar și propunerea unei noi metode de control a acestor

- pulsații. Se va descrie noua metodă de control a pulsațiilor de presiune ce va fi investigată în activitatea de cercetare a tezei;
- Capitolul 2 – descrierea instalației experimentale a curgerii cu vârtej funie și a echipamentelor de măsură; proiectare și construcția standului experimenta în laboratorul catedrei de Mașini Hidraulice. De asemenea se va puncta proiectarea și dezvoltarea secțiunii de test dar și generatorul pentru generarea curgerii cu vârtej funie;
 - Capitolul 3 – prezintă investigațiile experimentale ale câmpului de viteză utilizând Laser Doppler Velocimetry pentru curgerea cu vârtej funie și pentru curgerea cu injecție de jet de apă. Noul sistem de măsură al profilelor de viteză va fi descris detaliat, după care se vor prezenta reglările standului dar și ale laserului pentru a putea efectua măsurători cât mai corecte;
 - Capitolul 4 – prezintă investigarea pulsațiilor de presiune pentru aceleași regimuri de funcționare similare capitolului precedent. Pulsațiile de presiune vor fi înregistrate cu ajutorul traductorilor de presiune montați pe peretele secțiunii divergente. Se va efectua o analiză a presiunii medii înregistrate dar și a pulsațiilor de presiune;
 - Capitolul 5 – descrierea investigării numerice a curgerii cu vârtej funie și a metodei cu injecție de apă. Pentru aceasta calculul numeric va respecta geometria și caracteristicile de funcționare ale secțiunii de testare și ale generatorului de curgere cu rotație;
 - Capitolul 6 – compararea rezultatelor experimentale cu cele numerice prin date calitative dar și cantitative;
 - Capitolul 7 – prezintă concluziile finale, contribuțiile personale aduse în cadrul tezei de doctorat dar și perspectivele cercetării.

2. INSTALAȚIA EXPERIMENTALĂ ȘI ECHIPAMENTELE DE MĂSURĂ

Scopul standului experimental este de a reproduce la scară redusă fenomenul hidrodinamic dintr-o centrală hidroelectrică, specific curgerii cu rotație în avalul rotorului turbinei la debit parțial cu formarea vârtejului funie cu mișcare de precesie. Pentru aceasta am considerat un difuzor conic cu generator de curgere cu rotație, ansamblul constituind un aparat de analiză a curgerii decelerate cu rotație. Aparatul de studiu al curgerii cu rotație a fost inclus într-un circuit hidraulic închis.

Acest capitol conține descrierea instalației experimentale pentru investigarea curgerii cu vârtej funie și a metodei de control cu injecție de apă, dar și prezentarea echipamentelor de măsură necesare investigațiilor experimentale. Este împărțit în două părți: prima parte care descrie standul experimental și a doua parte care se ocupă de prezentarea echipamentelor de măsură necesare măsurării. În descrierea standului experimental sunt amintite cele două circuite hidraulice: circuitul hidraulic principal și circuitul hidraulic secundar; proiectarea aparatului de studiu a curgerii cu rotație care include secțiunea de test și generatorul de curgere cu rotație respectiv montarea și punerea în funcțiune a acestuia.

Echipamentele de măsură sunt împărțite în două categorii: echipamente de măsură a profilelor de viteze din secțiunea de test și echipamente de măsură pentru măsurarea pulsațiilor de presiune. Măsurarea profilelor de viteze se realizează cu sistemul optic Laser Doppler Velocimetry cu o mare precizie de măsurare, pe când măsurarea pulsațiilor de presiune de pe peretele secțiunii de testare se realizează cu ajutorul traductorilor de presiune nestaționari. Ambele metode de măsurare sunt metode neinvazive, fapt care ajută la neperturbarea fenomenului din conul secțiunii de testare. Din măsurarea profilelor de viteze se poate analiza curgerea din secțiunea de test împreună cu zona de stagnare ce apare în cazul curgerii cu vârtej funie, iar din măsurarea pulsațiilor de presiune se poate analiza recuperarea de presiune pe peretele secțiunii de test dar și analiza spectrală a semnalului.

Standul experimental în circuit hidraulic închis a fost proiectat, dezvoltat și executat în cadrul proiectului de cercetare CEEX „Integrarea Tehnologiilor Magneto-Reologice Speciale și al Controlului Avansat al Curgerii în Aplicații Industriale – iSMART-Flow”, desfășurat în perioada 2006-2008, director de proiect fiind C.S.1 dr. ing. Sebastian Muntean. Echipamentele de măsură necesare investigațiilor experimentale au fost achiziționate din cadrul proiectului mai sus amintit, dar și din proiectul PCE „O Nouă Metodă de Control a Curgerii Decelerate cu Vârtej prin Injecție de Apă și Feedback Hidrodinamic” desfășurat în perioada 2009-2011, director de proiect C.S.1 dr. ing. Sebastian Muntean.

2.1. Standul experimental cu circuit hidraulic închis

Pentru investigarea experimentală a curgerii cu vârtej funie dar și pentru controlul cu jet de apă în cadrul laboratorului de Pompe a Catedrei de Mașini Hidraulice a fost proiectat, dezvoltat și realizat un stand experimental. Instalația experimentală cuprinde două circuite hidraulice: circuitul hidraulic principal cu rol de

alimentare a generatorului de curgere cu vârtej funie și circuitul hidraulic secundar cu rol de alimentare al jetului de control.

Figura 2. 1 prezintă schema standului experimental, cu albastru traseul hidraulic principal cu rol de generare a vârtejului funie, iar cu roșu traseul hidraulic secundar necesar controlului injecției de apă. Sub rezervorul superior se observă secțiunea de test convergent-divergentă ce conține și generatorul de curgere cu vârtej funie, Baya et al. [14], Bosioc [20]. În vederea generării unei curgeri cu rotație și vârtej funie pentru standul experimental realizat s-a ales folosirea unui generator de curgere cu rotație, deoarece dimensiunile geometrice ale standului nu permiteau folosirea unui model de turbină care are dimensiuni mari.

2.1.1. Circuitul hidraulic principal

Este partea principală a standului experimental care a fost proiectată și realizată odată cu structura metalică. Rolul principal al acestuia este de a oferi un debit stabil secțiunii de testare. Este un circuit hidraulic închis cu posibilitatea reglării presiunii și menținerea valorii dorite pe tot parcursul unei măsurători.

Are în componență următoarele elemente principale și cu următoarele caracteristici:

- Rezervorul principal: confectionat din oțel inoxidabil cu o capacitate de 4 m³, cu un diametru nominal al secțiunii de ieșire spre pompa principală de $\varnothing 100$. Permite funcționarea standului experimental atât în suprapresiune dar și în depresiune deoarece are prevăzute nervuri sudate pentru protecție la diferențele de presiune. În interiorul rezervorului sunt prevăzute site metalice cu rol de uniformizare a apei înainte de a fi absorbită de cele două pompe: cea principală și cea secundară.
- Pompa principală cu turație variabilă: de tip Grundfos CRNE poate furniza un debit cuprins între 0...35 l/s, o înălțime maximă de pompare de 65.5 m cu o putere maximă absorbită de 15 kW. Pentru pompa principală au fost trasate curbele caracteristice ale pompei și comparate cu datele de catalog. Curbele sunt prezentate în Figura 2. 2. Dintre comparațiile datelor experimentale realizate de noi și datele de catalog furnizate de producător se observă o bună similitudine. Această asemănare ne conduce la concluzia ca pompa principală poate să furnizeze constant debitul cerut și că echipamentele de măsură ce echipează stațiunea sunt în măsură să furnizeze date de o precizie ridicată.
- Circuitul principal: cu un diametru de $\varnothing 100$ mm, este prevăzut cu vane pentru reglarea parametrilor instalației;
- Rezervorul secundar: situat la al doilea etaj al standului experimental are rol de uniformizare a curgerii înainte de a intra în secțiunea de măsură. Este confectionat din oțel inoxidabil și rezistă la o presiune maximă de 30 bar. Pentru uniformizarea curgerii înainte de intrare în secțiunea de test, în interiorul acestuia sunt prevăzute site metalice de tip fagure. Un alt rol funcțional este acela de aerisire, fiind componenta situată la cel mai ridicat nivel.
- Debitmetrul electromagnetic amplasat pe circuitul principal masoară debite cuprinse între 5-50 l/s cu o precizie de 0.3% din debitul măsurat. Oferă o bună precizie și induce pierderi hidraulice minime în traseul hidraulic datorită faptului că nu are nici o piesă în mișcare;

Marele avantaj al acestui circuit este că are în componența sa numai elemente din oțel inoxidabil. Acest lucru permite păstrarea îndelungată a fluidului de lucru din instalație fără a fi alterat. De asemenea volumul mare de apă (5 m³) din întreaga instalație, face ca să se păstreze o temperatură constantă a apei de-a lungul investigațiilor experimentale.

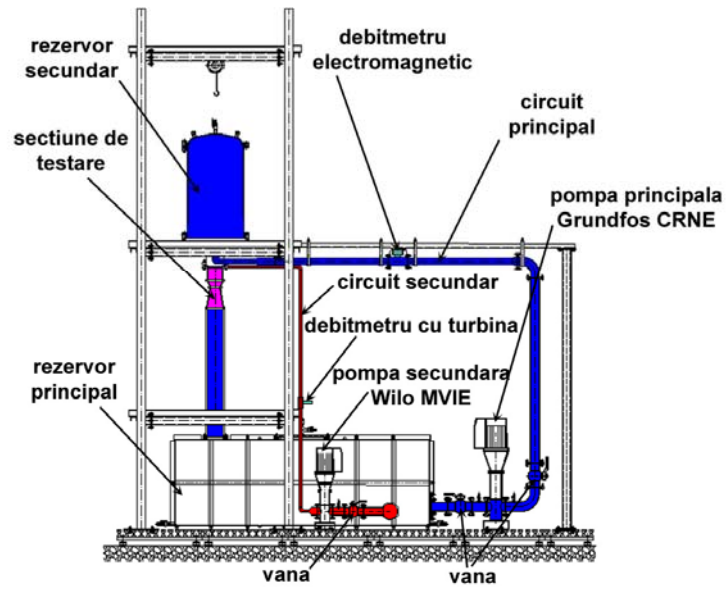


Figura 2. 1. Standul experimental proiectat, dezvoltat și executat pentru investigarea curgerii cu vârtej și cu injecție de apă, schița standului experimental (sus) și vedere laterală (jos)

Pentru pompa principală au fost trasate curbele caracteristice ale pompei și curbele de putere. Rezultatele experimentale au fost comparate cu rezultatele furnizate de producător. În acest fel s-a verificat dacă pompa acoperă întreg domeniul de funcționare și s-au verificat echipamentele de măsură. Pentru trasarea acestor curbe caracteristice s-a modificat turația pompei din sistemul de control al acesteia. Sistemul de control al pompei principale permite conectarea la calculator și modificarea caracteristicilor de funcționare prin interfața programului de comandă.

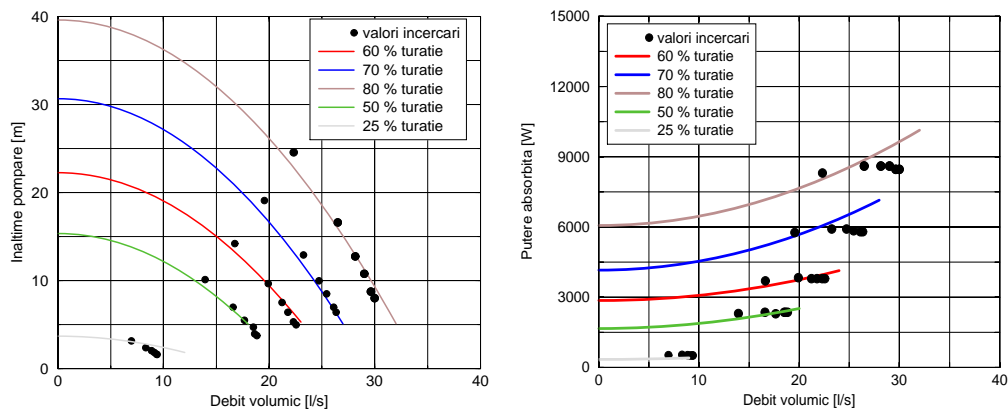


Figura 2. 2. Sistemul de măsură cu metoda termodinamică utilizat pentru determinarea caracteristicilor pompei principale (sus) și curbele caracteristice măsurate ale pompei (jos-dreapta) și curbele de putere (jos- stânga), comparare între valorile încercărilor efectuate experimental (puncte) și curbele de catalog (linie continuă)

Traseul hidraulic principal folosește pompa principală Grundfos, un debitmetru electromagnetic și rezervorul secundar cu rol de uniformizare a curgerii înainte de intrare în secțiunea de test. Rezervorul secundar este o donație a Laboratorului de Mașini Hidraulice din Laussane, este confecționat din oțel și rezistă

la o presiune de 30 bar. Rolul principal al secțiunii de test este de a produce o curgere similară cu cea de la ieșirea dintr-o turbină hidraulică reală. Astfel componenta principală a acestui circuit este generatorul de curgere cu rotație împreună cu secțiunea de testare, care vor fi descrise detaliat în subcapitolele următoare.

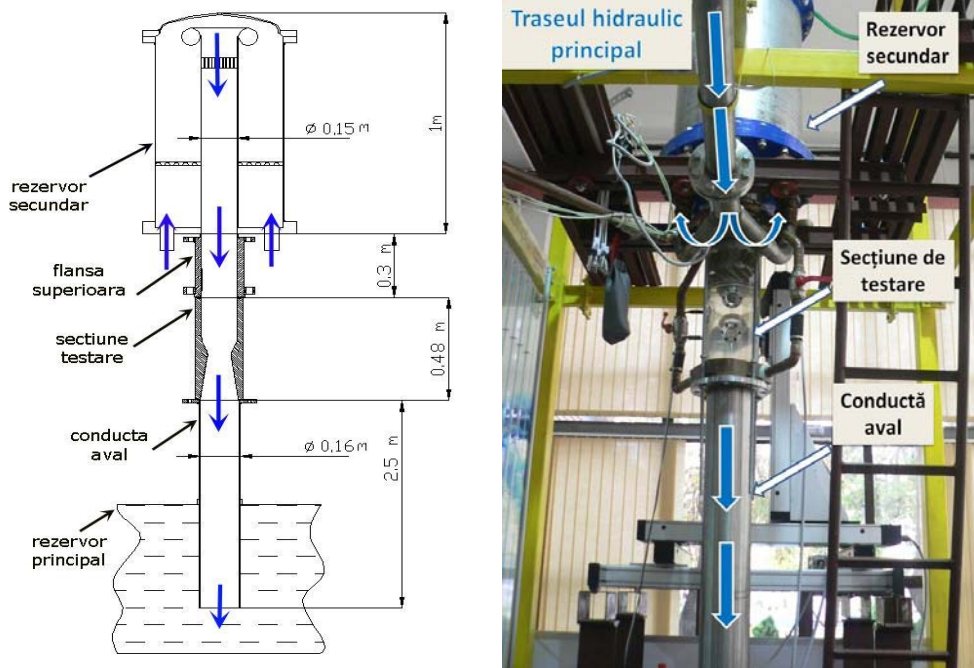


Figura 2. 3. Schiță ale elementelor componente importante din traseul hidraulic principal cu cotele de gabarit (dreapta) și exemplificarea lor pe standul experimental (stânga)

2.1.2. Circuitul hidraulic secundar

Circuitul hidraulic servește la injecția de apă în secțiunea de testare a standului experimental. Cuprinde următoarele elemente componente:

- pompa secundară, de tip Wilo, cu turație variabilă ce permite variații ale debitului cuprins între 0- 6 l/s;
- debitmetrul cu turbină, cu o precizie de 0.05%, având domeniul de măsură cuprins în domeniul 1- 7 l/s, acoperind în totalitate domeniul de variație al debitului de injecție;
- inelul de alimentare și robinete pentru a avea posibilitatea reglării debitului de injecție la valorile dorite.

Apa necesară injecției de apă este preluată din rezervorul principal. Datorită pompei cu turație variabilă este posibil să se regleze debitul de injecție din comanda electronică a pompei. Circuitul secundar se continuă cu debitmetrul cu turbină cu un diametru interior de $\varnothing 30$ mm, după care apa ajunge în secțiunea de test prin intermediul unui inel de alimentare montat pe flansa amonte.. Întreg circuitul hidraulic secundar se termină cu duza de injecție care are un diametru de $\varnothing 30$ mm, fiind situată exact la intrarea în zona divergentă a secțiunii de test care este similară conului tubului de aspirație al unei turbine hidraulice reale. De asemenea s-a ținut

cont de raportul dintre diametrul duzei de injecție și diametrul de intrare în partea divergentă a secțiunii care în cazul de față este de 0,3. Acest raport este similar diametrului ogivei montată pe rotor cu diametrul de intrare în conul tubului de aspirație de pe o turbină hidraulică reală.

În proiectarea traseului secundar s-a avut în vedere debitul de apă necesar injecției care trebuie să varieze între 0 și 15% din debitul circuitului principal. Pentru reglarea debitului de injecție se folosesc două componente: pompa cu turație variabilă cu un debit maxim de 20% din debitul de pe circuitul principal și vanele amonte și aval de pompă necesare unei reglări mai fine.

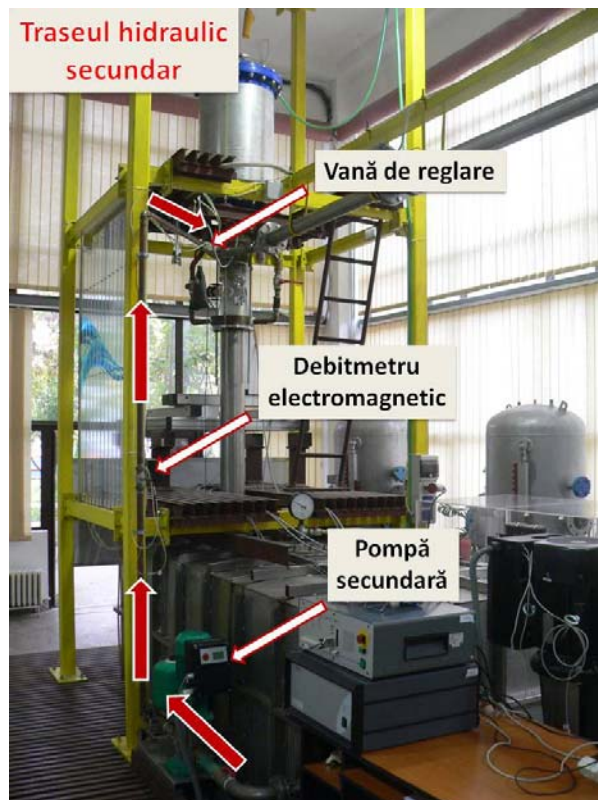


Figura 2. 4. Schiță ale elementelor componente importante din traseul hidraulic secundar

2.2. Aparatul de studiu al curgerii cu rotație de pe standul experimental

Aparatul de studiu al curgerii cu rotație este montat pe circuitul hidraulic principal și conține două elemente principale: generatorul de curgere cu vârtej și secțiunea de test convergent-divergentă. Aparatul de studiu compus din aceste două componente constituie partea principală a stațiunii experimentale deoarece în această zonă are loc dezvoltarea unei curgeri similare cu cea din avalul turbinelor hidraulice. Mai mult, secțiunea de test are același unghi al conului de $8,5^\circ$ similară conului tubului de aspirație din turbinele hidraulice. Astfel se realizează o

similitudine geometrică între curgerea din avalul turbinei Francis și curgerea din avalul generatorului existent pe standul experimental.

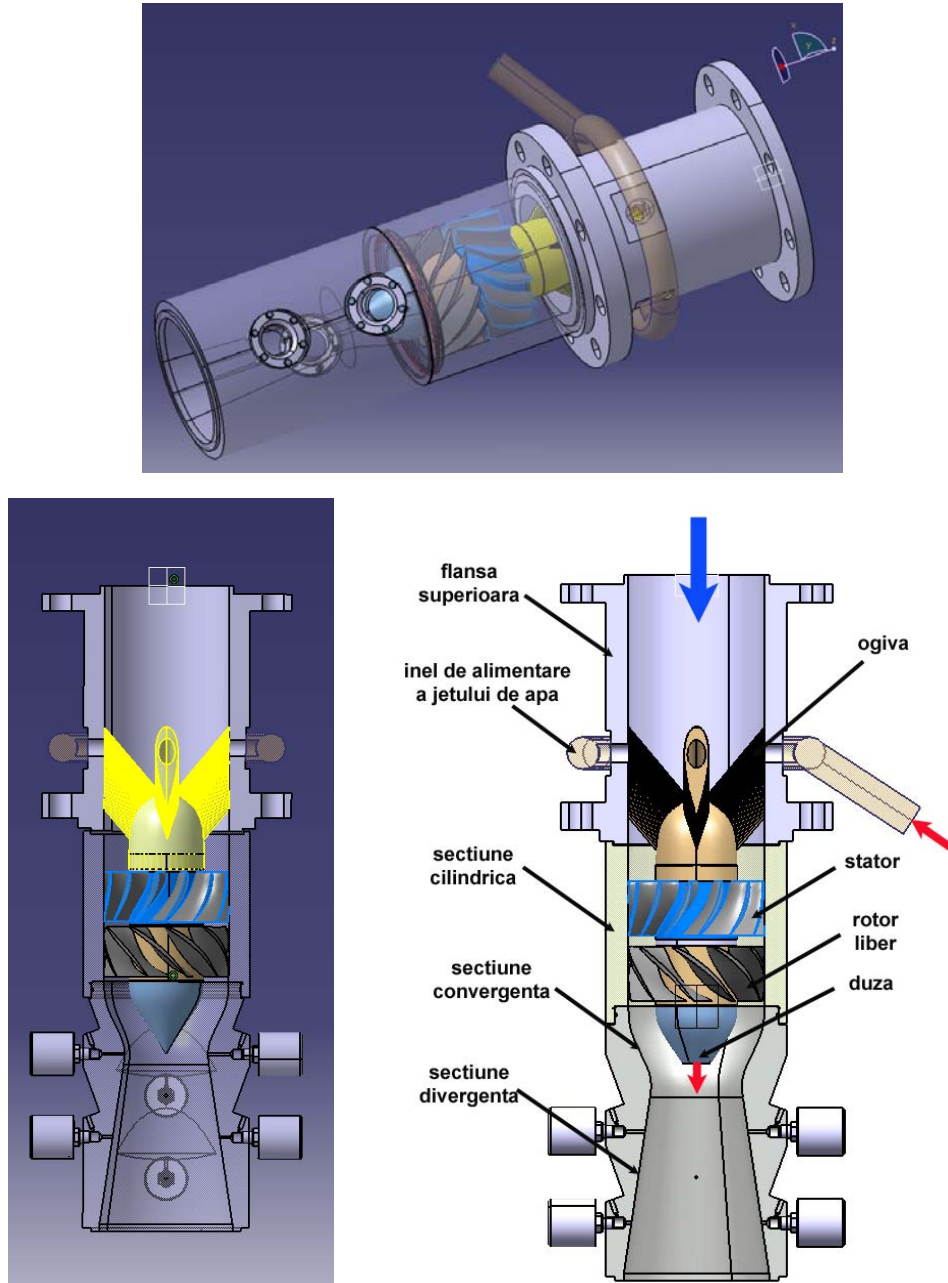


Figura 2. 5. Aparatul de studiu al curgerii cu rotație compus din generatorul de curgere cu rotație și noua secțiune convergent divergentă de testare

Ansamblul generator cuprinde secțiunea cilindrică în care se găsește generatorul de vârtej, secțiunea convergent-divergentă de plexiglas necesară măsurării profilelor de viteze și a pulsațiilor de presiune și conducta amonte care are rol de susținere a generatorului de curgere cu rotație și de alimentare a duzei de injecție. Paletajele fixe și rotative se găsesc în secțiunea cilindrică și au un diametru la periferie de \varnothing 150 mm. Întreg ansamblul generator îndeplinește cerințele de a putea efectua măsurători cu Laser Doppler Velocimetry dar și de a efectua măsurători ale presiunii nestaționare. Astfel au fost proiectate două secțiuni de test: una pentru măsurarea cu Laser Doppler Velocimetry, iar cealaltă pentru măsurarea presiunii. Pentru măsurarea cu Laser Doppler Velocimetry secțiunea de test are prevăzute trei ferestre de vizualizare în care sunt montate oglinzile de măsurare. Oglinzile montate în aceste ferestre au proprietăți de antirefecție și sunt prelucrate pentru a avea fețe perfect paralele în vederea unei măsurări cât mai precise. Întreg ansamblul aparatului de studiu cu secțiunea de test și generatorul de curgere cu rotație este prezentat în Figura 2. 5. Tot în Figura 2. 5 (jos) cu săgeată albastră este marcat traseul circuitului hidraulic principal, iar cu săgeată roșie este marcat traseul circuitului hidraulic secundar.

După prezentarea generală a aparatului de studiu cu cele două elemente principale se vor prezenta detaliat componentele acestora. În cazul secțiunii de test este prezentată inclusiv proiectarea și partea de execuție a acesteia.

2.2.1. Generatorul de curgere cu vârtej

Din motive economice, pe standul experimental nu a fost montat un model de turbină, ci s-a mers pe ideea generării unei curgeri similare prin folosirea unui generator de curgere cu rotație. În prima etapă a fost proiectat și executat un generator de curgere cu rotație având un singur paletaj fix cu 10 palete. După efectuarea primelor măsurători ale pulsațiilor de presiune s-a ajuns la concluzia că acest generator nu realizează la ieșire curgere similară cu cea de ieșire dintr-o turbină Francis reală, Bosioc et al. [22]. Astfel s-a proiectat un nou generator de curgere, Susan-Resiga et al. [109], ce conține două paletaje unul fix (stator) și unul rotativ (rotor), investigațiile experimentale din cadrul tezei de cercetare fiind efectuate cu cel din urmă.

2.2.1.1 Modalități existente de generare a vârtejului funie

Pentru investigarea curgeriilor cu vârtej din avalul turbinelor hidraulice s-au ocupat mai multe centre de cercetare. Astfel în cele ce urmează se vor prezenta câteva soluții constructive alese din literatura de specialitate pentru a studia curgere decelerată cu rotație din conul tubului de aspirație ale turbinelor hidraulice. Aceste soluții care doresc reproducerea curgerii cu rotație în conul tubului de aspirație fie folosesc generatoare de curgere cu rotație fie modele de turbină. Modelele de turbină se folosesc îndeosebi pe standuri mari de încercare ce permit vehicularea unui volum mare de apă, în timp ce generatoarele de curgere cu rotație folosesc un debit de apă mai redus și dimensiuni mai mici ale conului tubului de aspirație.

Kurokawa [66] a folosit un generator de curgere cu rotație exemplificat în Figura 2. 6. Secțiunea de testare este una convergent divergentă, iar curgere este produsă de un rotor axial situat amonte de difuzorul conic. În aval canalul divergent este conectat la o conductă. Unghiul conului divergent este de 30° .

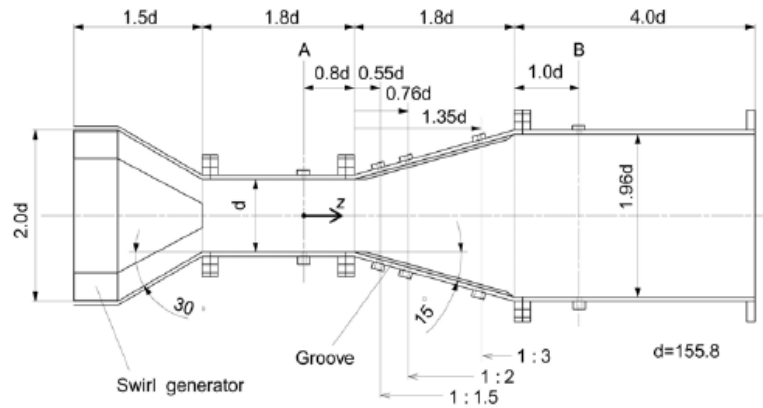


Figura 2. 6. Generatorul de curgere cu rotație folosit de Kurokawa [66]

Kirchner [59], [60] a proiectat un stand experimental pentru investigarea curgerii cu rotație din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice, exemplificat în figura de mai jos:

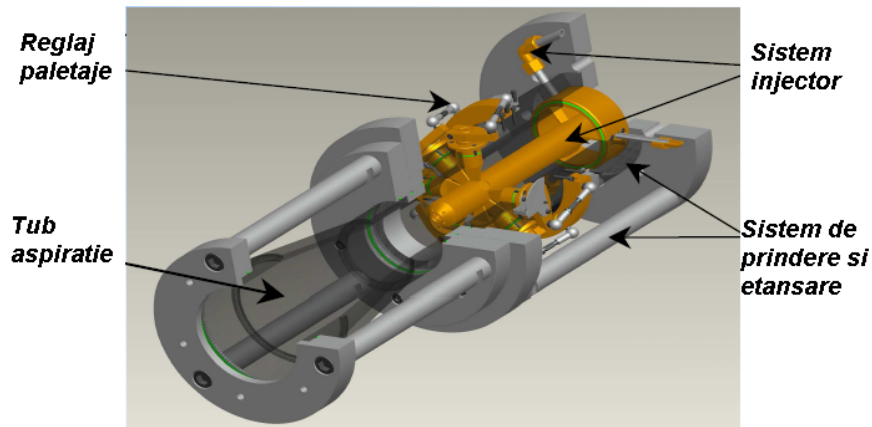


Figura 2. 7. Generatorul de curgere cu rotație utilizat de Kirchner et al. [59]

Generatorul de curgere cu rotație prezentat mai sus este o metodă simplă de generare a curgerii cu rotație Pentru investigațiile experimentale s-a folosit un tub de aspirație drept. Conul are un diametru de \varnothing 80 mm la intrare și un diametru de \varnothing 130 mm la ieșire, rezultând un unghi al conului de 8.6° . Generatorul de curgere cu rotație a fost construit cu paletaje mobile. Cu această variantă de generator de curgere cu rotație s-a obținut vârtejul funie prezentat mai jos:

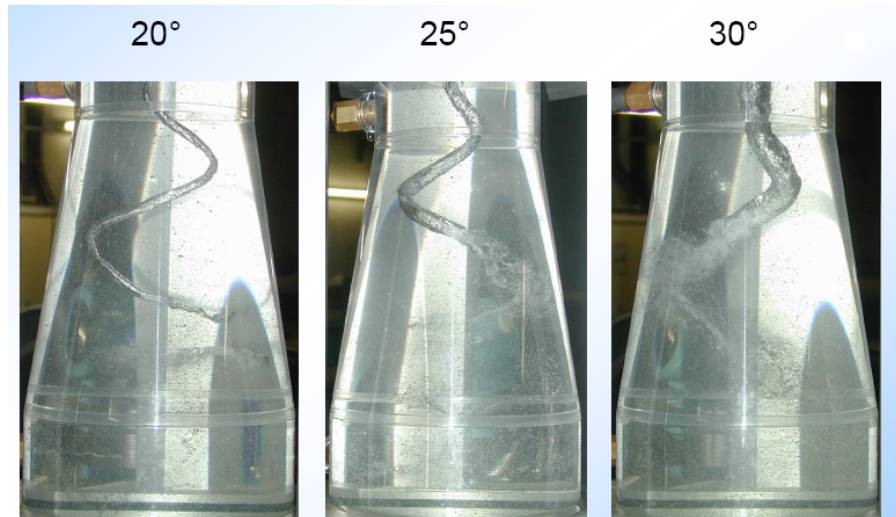


Figura 2. 8. Vârtejul obținut la anumite unghiuri de deschidere ale paletajului fix

În funcție de deschiderea aparatului director se poate obține un vârtej funie de diferite diametre. Vârtejul obținut este dezvoltat pe tot conul iar pentru vizualizarea acestuia se injectează aer la intrarea în conul secțiunii de testare.

Pentru generarea curgerii cu vârtej funie pe standul experimental s-a avut în vedere folosirea unui generator de curgere cu rotație și nu a unui model de turbină. S-a ales această variantă deoarece permite folosirea unei mici cantități de apă. Pentru investigarea curgerii din conul tubului de aspirație s-a proiectat și construit o secțiune de test convergent-divergentă, Bosioc et al. [21]. Partea divergentă este similară conului tubului de aspirație al unei turbine hidraulice având același unghi (8.5°). În această zonă vor fi investigate fenomenele datorate apariției vârtejului funie. Pentru amplificarea fenomenului din partea divergentă a secțiunii de testare amonte de aceasta se află o zonă convergentă similară tunelelor de vânt, Doolan [37]. Se dorește investigarea tubului de aspirație deoarece aici are loc recuperarea cea mai mare de energie după ieșirea din rotor, Duprat et al. [38]. Pe standul experimental nu s-a montat cotul tubului de aspirație pentru a elimina efectele induse de acesta, dar și pentru că recuperarea care se realizează în cotul tubului de aspirație este mult mai mică în comparație cu conul tubului de aspirație, Vu et al. [124].

Primul generator al curgerii cu rotație de pe standul nostru experimental a conținut un paletaj fix și o secțiune de test realizată în atelierul Laboratorului de Masini Hidraulice. Pe această secțiune au fost investigate pulsațiile de presiune și a fost vizualizat pentru prima dată vârtejul funie, Muntean et al. [80], [81], [83].

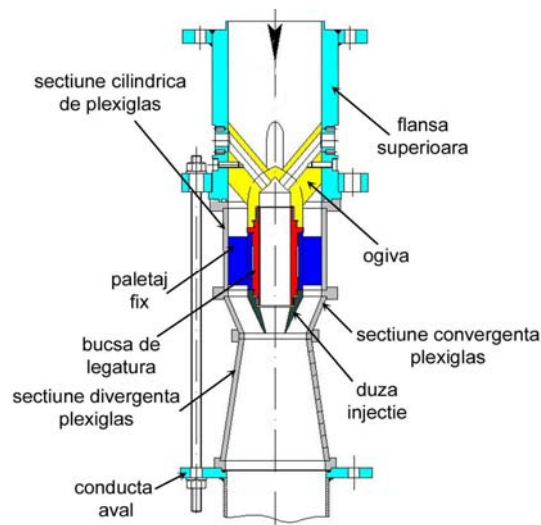


Figura 2. 9. Schema generatorului de curgere cu vârtej funie cu un singur paletaj și secțiunea de test convergent-divergentă (prima variantă)

Secțiunea de testare în prima variantă de construcție are un diametru la intrare de 150 mm, urmată de o secțiune convergent-divergentă cu un diametru minim de 100 mm. Sfârșitul părții divergente a conului se leagă la o conductă circulară cu un diametru de 160 mm. De amintit că secțiunea de testare este confecționată din plexiglas cu o grosime a peretelui de 8 mm pentru a rezista la presiunea din stand, dar și pentru o bună vizualizare a vârtejurii cavitate. În zona cilindrică a secțiunii de testare avem prevăzut generatorul de vârtej. În funcție de presiunea din întreaga instalație precum și de debitul principal se poate regla configurația dorită și regimul de funcționare (în cavitație sau fără cavitație).

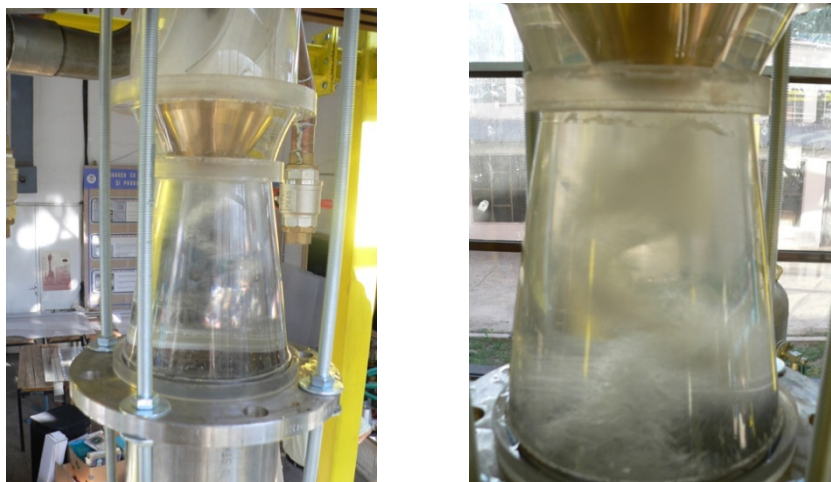


Figura 2. 10. Vârtejul funie obținut de generatorul de curgere cu vârtej cu un singur paletaj

Vârtejul funie obținut cu vechea secțiune de test cu un singur paletaj fix este prezentat în Figura 2. 10. Se observă că vârtejul funie se formează la intrarea

în zona divergentă a secțiunii de test, dar nu are o formă compactă. Din efectuarea măsurătorilor pulsațiilor de presiune s-a concluzionat că semnalul de presiune este cu mult zgomot, fiind dificil a se efectua analize de semnal, Muntean et al. [85].

Din primele investigații efectuate s-a ajuns la concluzia că în secțiunea de test nu avem curgerea similară cu cea din conul tubului de aspirație al unei turbine reale. Astfel s-a proiectat un nou generator de curgere cu vârtej funie, Resiga et al. [113] care conține două paletaje: unul fix și unul rotativ și o nouă secțiune de testare Bosioc et al. [21]. Noul generator de curgere cu rotație a fost configurat ca să funcționeze ca un model de turbină Francis la 70% din debitul de funcționare nominal, Avellan [10]. S-a ales acest punct de funcționare de 70% deoarece la acest regim vârtejul funie este cel mai dezvoltat, iar pulsațiile de presiune generate de vârtejul funie sunt mari, Ciocan et al. [33], Ilescu et al. [51].

2.2.1.2. Descrierea constructivă a elementelor componente ale ansamblului generator

În cele ce urmează se vor prezenta detaliat elementele componente ale ansamblului generator. Descrierea acestora se va efectua începând din amonte ansamblului generator și terminând cu partea finală din avalul acestuia.

2.2.1.2.1. Ogiva

Ogiva are rol de a alimenta cu apă jetul de control. Este confecționată prin metoda rapid-prototiping cu pulberi de inox de cea mai bună calitate rezistent la coroziune. Prelucrarea ogivei a constat în realizarea a patru găuri filetate, prelucrarea față frontală în vederea alinierii cu axa secțiunii de test și filetare M72X1,5.

Pentru cele patru găuri filetate, în primă fază au fost trasate pozițiile găurilor pe o freză cu cap divizor. Cu ajutorul acestor găuri filetate se va putea prinde ogiva de conducta amonte. Prelucrarea feței frontale a fost realizată pe strung în vederea alinierii cu celelalte componente ce vin în prelungirea ogivei. După prelucrarea feței frontale, pe interiorul canalului s-a efectuat un filet M72x1,5. Pe acest filet interior se va fileta bucșa pe care se află paletajele.

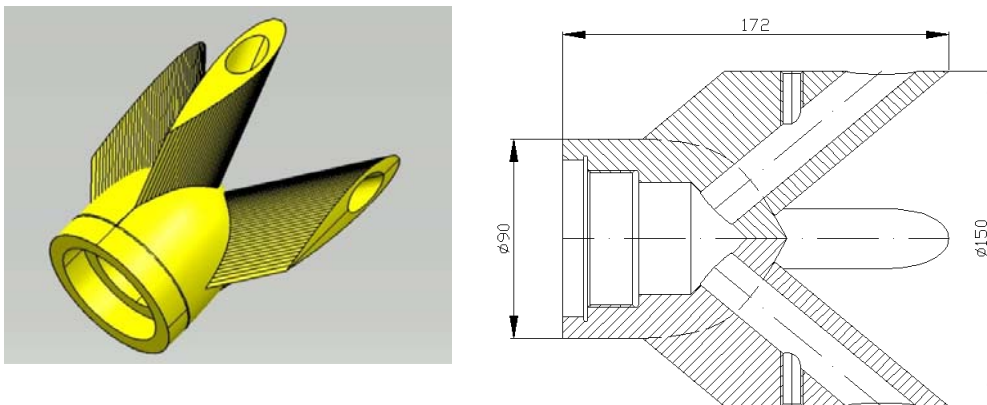


Figura 2. 11 Vedere 3D a ogivei și schita cu datele de gabarit

2.2.1.2.2. Bucșa generatorului de vârtej

Pentru a avea legătura dintre ogiva și duza de injecție, și pentru a monta cele două paletaje (cel fix și cel mobil) s-a proiectat și realizat o bucșă de legătură. Pe lângă cele două funcții amintite mai sus, mai are încă una și anume aceea de a avea o cotă de legătură în scopul poziționării paletajului mobil la limita secțiunii cilindrice. Este confecționată din alamă pentru a nu se oxida în timpul funcționării. Forma 3D a acesteia precum și desenul 2D de execuție se va prezenta în figura de mai jos:

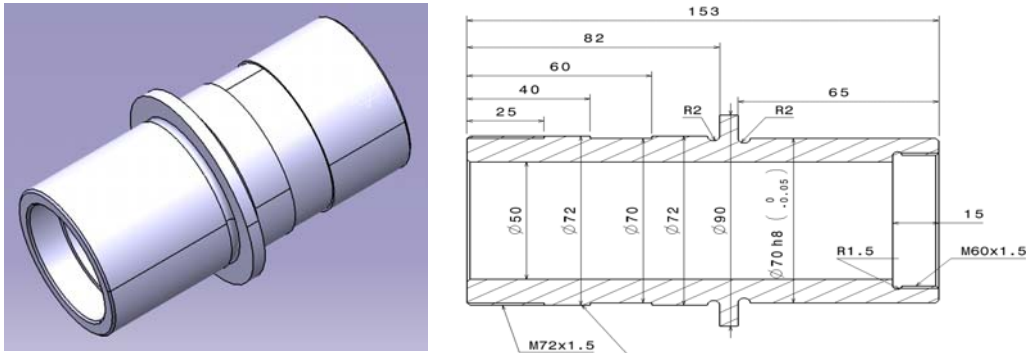


Figura 2. 12. Vedere 3D și varianta 2D de execuție a bucsei de legătură

Are prevăzute la ambele capete două filete. Unul M60X1.5 pentru a se fileta partea de ogivă, iar în partea opusă are un filet M72X1.5 pentru a se fileta cu ogiva. Paletajul fix este montat pe diametrul de $\varnothing 72$ mm cu strângere. Paletajul mobil se montează pe bucșă cu un joc mic în așa fel încât să frece cât mai ușor pe bucșă teflonată. Bucșa de legătură a fost proiectată și realizată ultima dată pentru a închide lanțul de dimensiuni dintre ogivă, care are o poziție fixă pe stand și duză care trebuie să se încadreze la o anumită dimensiune în regiunea convergentă a secțiunii de măsură. În zona de montaj a statorului suprafața a fost strunjită cu un joc mic, pentru a nu permite rotirea acesteia. În zona de montaj a rotorului, suprafața a fost realizată cu specificațiile prescrise de bucșă teflonată. Pentru a fi lubrefiată continuu, în bucșă teflonată s-au dat găuri de $\varnothing 2$ mm.

2.2.1.2.3. Paletajul fix (statorul) al generatorului de vârtej

Rolul principal al paletajului fix este de a conferi fluidului la ieșirea din acesta o curgere similară cu cea de la ieșirea din statorul unei turbine hidraulice. Este format din 13 paletaje fixe. Butucul pe care sunt prinse are un diametru interior de $\varnothing 72$ mm, iar la exterior un diametru de $\varnothing 90$ mm. Paletajul fix se prezintă în figura de mai jos:

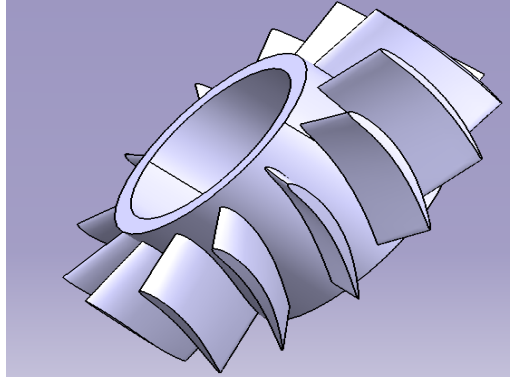


Figura 2. 13. Vedere 3D al paletajului fix

Operațiile principale au fost cele de strunjire frontală pentru a se ajunge la o lungime de 64 mm. Operațiile au fost realizate pe strung cu un avans mic pentru o finisare cât mai fină. Interiorul a fost realizat cu strângere, în vederea unei fixări cât mai bune cu suprafața exterioară a bucsei. Strunjirea frontală a fost efectuată pe ambele fețe. S-a dorit o planeitate bună, deoarece statorul trebuie să fie fixat între umărul bucsei și umărul ogivei.

2.2.1.2.4. Paletajul mobil (rotorul) al generatorului de vârtej

Paletajul mobil al generatorului de vârtej (rotorul liber) are rol de a conferi fluidului la ieșire o curgere similară cu cea de la intrarea din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice. Este denumit și rotor liber, deoarece scopul principal al acestuia este de a redistribui presiunea totală de la intrare. Rotorul liber induce un exces de energie la periferia paletajului și un deficit de energie aproape de butuc, prin urmare rotorul va acționa ca o turbină aproape de butuc și ca pompă aproape de periferie. Așadar paletele rotorului se rotesc liber. Proiectarea acestuia dar și a statorului a fost efectuată cu metoda inversă în programul de proiectare TurboDesign, Resiga et al. [109]. După ce au fost trasate caracteristicile pompei principale și s-a constatat că oferă debitul optim în circuitul principal, proiectarea paletajului mobil și a paletajului fix a fost realizată la un debit de 30 l/s. La baza proiectării au stat profilele de viteză de la ieșirea din rotorul turbinei investigate în proiectul Flindt de Ciocan et al. [33] pe cale experimentală și Stein et al [108] pe cale numerică. Astfel conform, Figura 2.14 (sus), la ieșirea din paletajele generatorului de curgere cu rotație trebuie să avem o distribuție a vitezelor meridiane și tangențiale similară vitezelor de ieșire din rotorul investigat numeric.

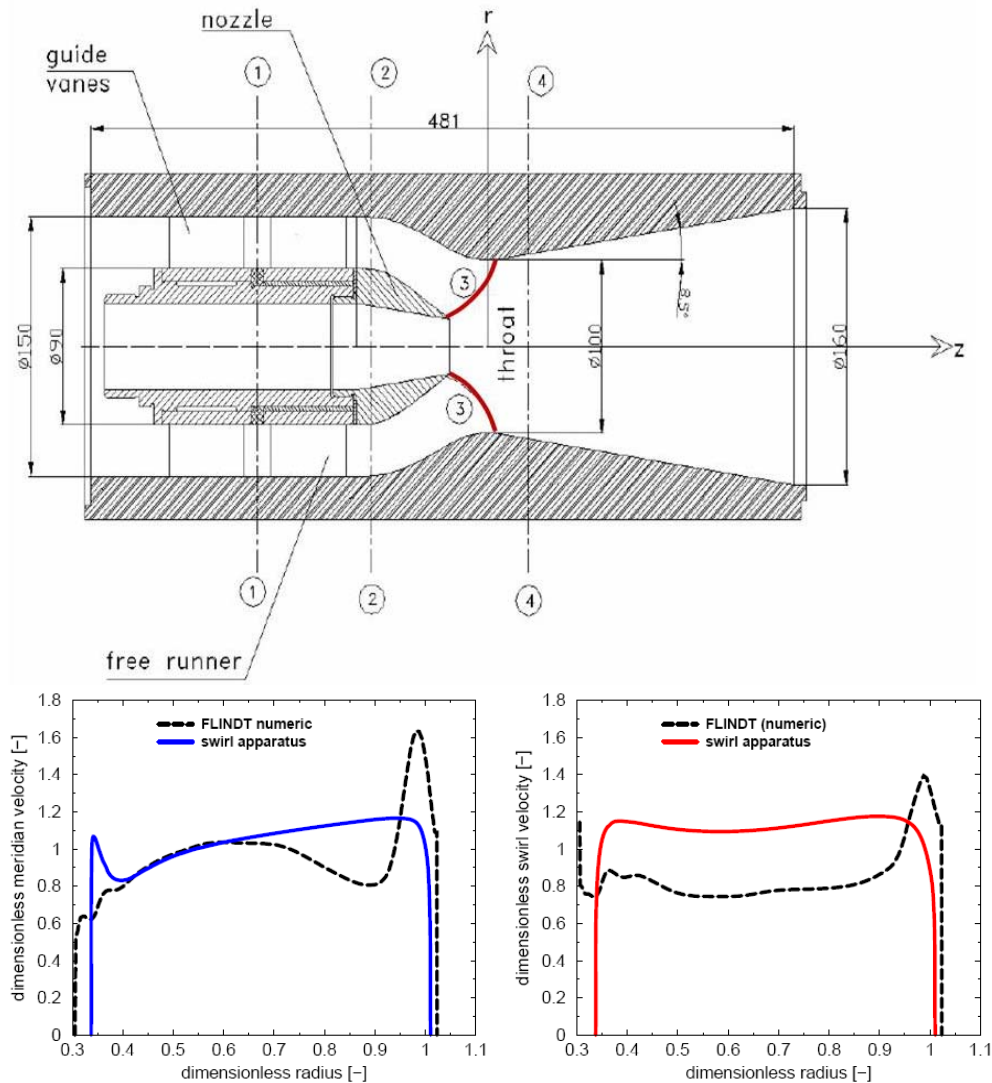


Figura 2.14. Impunerea profilului calculat din proiectul Flindt în zona 3 a secțiunii noastre de test (sus) și compararea profilurilor de viteză meridiană și tangențiale calculate din Flindt (negru) cu cele calculate pentru configurația generatorului de curgere cu rotație cu două paletaje (albastru-roșu), Resiga et al [109]

Compararea profilurilor de viteză după zona 3 arată o bună asemănare, totuși trebuie luat în calcul faptul că pentru simularea generatorului de curgere cu rotație nu au fost luate în considerare efectele curgerii vâscoase și a curgerii tridimensionale prin paletaje.

Din proiectarea efectuată cu programul TurboDesign a rezultat următoarea formă a paletajelor mobile:

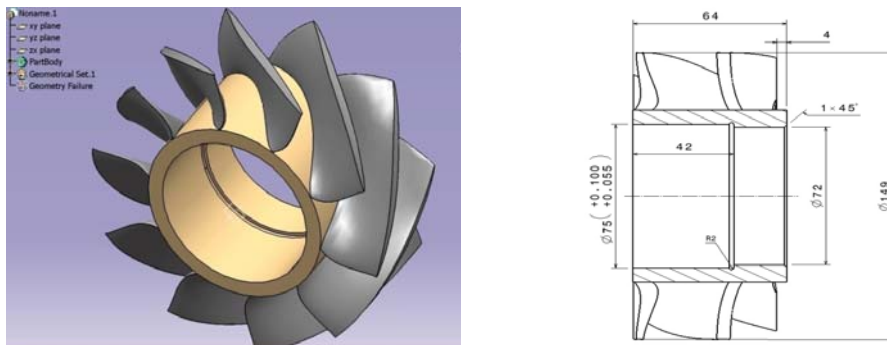


Figura 2.15. Vedere 3D a paletajului mobil și schema 2D de execuție al rotorului liber

Rotorul are un număr de 10 palete având un diametru la periferie de $\varnothing 150$ mm iar la butuc de $\varnothing 90$ mm. Bucșa susține paletajele și are o lungime de 64mm. Pentru a respecta turația la care a fost proiectat să funcționeze, lărguirea dintre bucșa paletajelor și bucșa principală s-a realizat cu ajutorul unei bucșe cu ungere pe bază de teflon. Bucșa paletajelor are un diametru interior de $\varnothing 72$ mm, iar în zona de frecare de $\varnothing 75$ mm. Rotorul a fost prelucrat pentru a se putea monta interior bucșa de teflon la un diametru $\varnothing 70$ mm. Bucșa teflonată are o grosime de 2,5 mm și este proiectată să funcționeze până la o turație de aproximativ 800 rpm în apă. Pe lângă prelucrarea interioară au fost prelucrate fețele frontale în vederea montării unei bucșe frontale. Ultima operație a fost aceea de prelucrare la diametrul exterior. Prelucrarea diametrului exterior a luat în considerare faptul că acesta trebuie să se rotească în secțiunea cilindrică, dar să aibe un joc cât mai mic pentru a produce la ieșire același profil de viteze ca cel calculat.

2.2.1.2.5. Duza de injecție

Întreg ansamblul generatorului de curgere cu rotație se termină cu duza de injecție. Profilul exterior este profilat, iar proiectarea acestuia se va prezenta în capitolul următor. Profilul interior are la intrare un diametru de $\varnothing 50$ mm iar la ieșire un diametru de $\varnothing 30$ mm. Prin acest diametru de ieșire jetul de apă este injectat la intrarea în secțiunea de test. Raportul dintre diametrul de ieșire a duzei și diametrul de intrare în partea divergentă a secțiunii de test este de 0.3. Acest raport a luat în considerare datele geometrice dintr-un model de turbină prin raportul dintre diametrul de intrare în conul tubului de aspirație și diametrul ogivei rotorului.

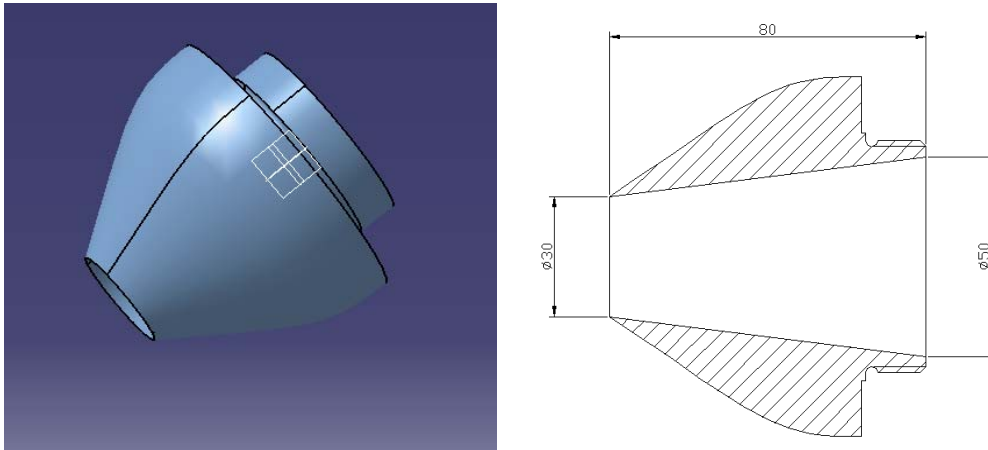


Figura 2.16. Vedere 3D a duzei de injecție și schema 2D cu datele de gabarit

În Figura 2. 17 observăm generatorul de curgere cu rotație în configurație finală și pregătit pentru montura pe stand. Cu roșu avem descris traseul hidraulic necesar injecției de apă. În vederea unei etanșări cât mai bune între spițele ogivei și conductă, s-a avut grijă ca suprafețele exterioare ale spiței să fie perfect cilindrice și să intre cât mai fix pe conducta de inox situată în amonte secțiunii de test.

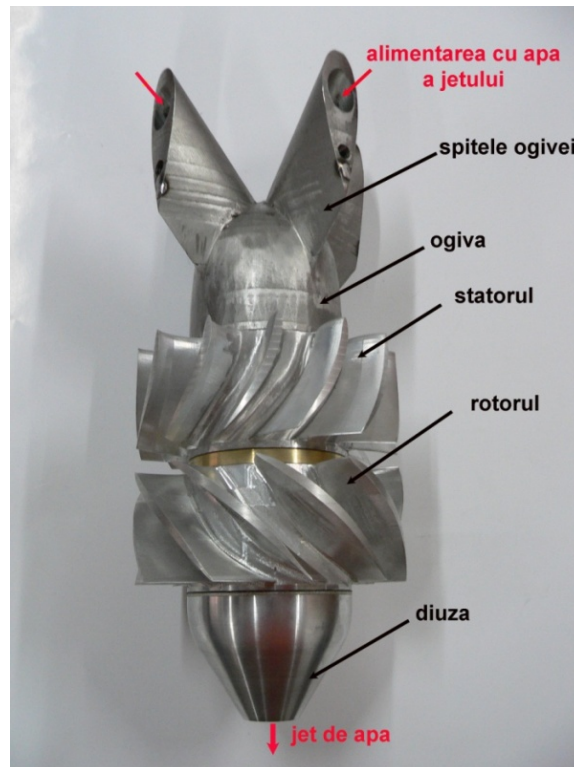


Figura 2. 17. Generatorul de curgere cu rotație în varianta montată finală

2.2.2. Secțiunea de test convergent-divergentă

Pentru eliminarea desprinderilor de pe pereții vechii secțiuni de test s-a proiectat și realizat o secțiune de testare din plexiglas unde secțiunea interioară a acesteia este proiectată și realizată astfel încât să influențeze cât mai puțin curgerea. Partea divergentă a secțiunii de test este partea principală a acesteia, fiind o scară redusă a conului tubului de aspirație din avalul turbinei hidraulice. Din testele preliminare s-a ajuns la concluzia că desprinderile nu se produc atunci când secțiunea de testare are o formă curbilinie guvernată de condiții la intrare și la ieșire prin urmare la baza proiectării ei a stat forma tunelelor aerodinamice convergent divergente, Bell et al. [17], Doolan [37].

2.2.2.1. Proiectarea secțiunii convergent-divergente

Rolul secțiunii convergente este acela de a asigura o trecere ușoară de la amonte la conducte circulare la conducta de secțiune conică divergentă. Vom defini următoarele elemente ale secțiunii convergente necesare în cazul nostru:

- R_S raza de intrare în secțiunea convergentă;
- R_H raza de intrare a butucului;
- R_* raza minimă a secțiunii strangulate;
- R_p raza conductei aval;
- L lungimea secțiunii contractate sau convergente;
- z coordonata axială;
- $R_D(z)$ raza canalului convergent-divergent;
- $R_N(z)$ raza butucului;
- $x \equiv z / R_*$ coordonata axială adimensională;
- $y \equiv R^2 / R_*^2$ aria secțiunii transversale adimensionale;
- $x \equiv L / R_*$ lungimea adimensională a secțiunii profilate;
- x_* coordonata axială a strangulării maxime;
- $\tan \gamma_C$ panta conului în jumătate de plan meridian;
- κ curbura în jumătate de plan meridional;

În figura următoare se vor prezenta elementele principale pentru secțiunea convergent-divergentă.

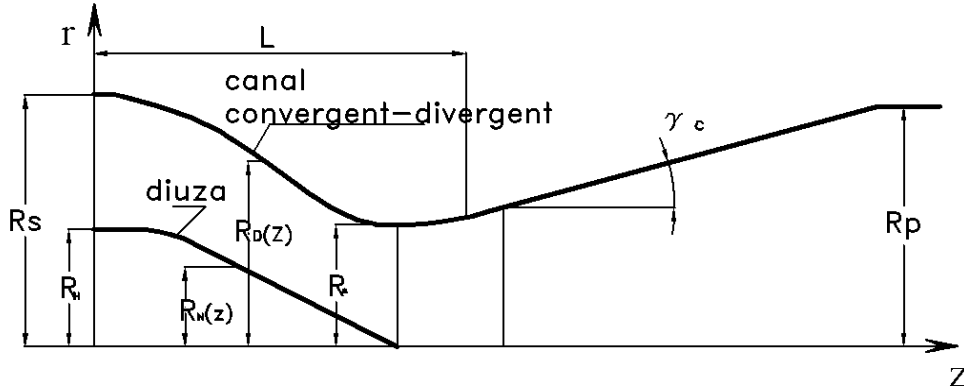


Figura 2. 18 Forma secțiunii convergent-divergente

Partea convergentă din canalul convergent-divergent trebuie să asigure o tranziție lină din amonte la conducte de rază R_s la partea conică a canalului. Înainte de a se îmbina cu conul, partea convergentă atinge o rază minimă, în zona de strangulare notată R_* . Raza din zona de strangulare este considerată o lungime de referință în funcție de care se pot lua toate lungimile adimensionale. La începutul părții convergente raza canalului $R_D(z)$ trebuie să aibă derivatele de ordinul întâi și doi nule pentru ca să se îmbine cât mai ușor cu amonte la conducte. La sfârșitul părții convergente, prima derivată trebuie să corespundă cu înclinarea conului, în timp ce a doua este nulă, Brassard et al [27], Doolan [37].

Ca urmare a acestor condiții geometrice pot fi scrise pentru partea convergentă în felul următor:

$$R_D(0) = R_s \quad (2.1)$$

$$\frac{dR_D}{dz}(0) = 0 \quad (2.2)$$

$$\frac{d^2R_D}{dz^2}(0) = 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{dR_D}{dz}(L) = \tan \gamma_C \quad (2.4)$$

$$\frac{d^2R_D}{dz^2}(L) = 0 \quad (2.5)$$

$$\min_{z=0 \dots L} R_D(z) = R_* \quad (2.6)$$

Deoarece sunt șase condiții trei la intrare și trei la ieșire pentru forma canalului convergent, trebuie utilizat un polinom de ordinul cinci pentru $R_D(z)$ cu coeficienții determinați din cele șase relații. Totuși urmând procedurile utilizate pentru forma contracției tunelului de vânt putem să determinăm variațiile adimensionale ale variației secțiunii transversale $y_D(x)$, $x=0 \dots X$ mai precis variația razei $R_D(z)$. Exprimând derivatele de ordin întâi și doi ale razei la noile variabile adimensionale, putem transla condițiile (2. 1)...(2. 6) într-o formă corespunzătoare pentru $y_D(x)$.

$$\frac{dR}{dz} = \frac{1}{2\sqrt{y}} \frac{dy}{dx} \quad (2.7)$$

$$R_* \frac{d^2 R}{dz^2} = \frac{1}{2\sqrt{y}} \left[\frac{d^2 y}{dx^2} - \frac{1}{2y} \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right] \quad (2.8)$$

Totuși, relația (2.7) nu poate fi aplicată până când $\min_{z=0\dots L} R_D(z)$ nu este cunoscut. Ca urmare vom defini următorul set de condiții:

$$y_D(0) = y_D^{(1)} \equiv R_S^2 / R_*^2 \quad (2.9)$$

$$\frac{dy_D}{dx}(0) = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{d^2 y_D}{dz^2}(0) = 0 \quad (2.11)$$

$$y_D(X) = y_D^{(2)} \quad (2.12)$$

$$\frac{dy_D}{dx}(X) = 2\sqrt{y_D^{(2)}} \tan \gamma_C \quad (2.13)$$

$$\frac{d^2 y_D}{dx^2}(X) = 2 \tan^2 \gamma_C \quad (2.14)$$

Unde $y_D^{(2)}$ va fi calculat iterativ capabil să îndeplinească relația (2.6). Presupunând un polinom de ordinul cinci:

$$y_D(x) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4 + a_5 x^5 \quad (2.15)$$

Din condițiile (2.9) și (2.10) ne dă $a_1 = a_2 = 0$ și $a_0 = y_D^{(1)}$. Cele trei condiții rămase (2.12), (2.13), (2.14) ne conduc la un sistem liniar de ecuații:

$$a_3 + xa_4 + x^2 a_5 = (y_D^{(2)} - y_D^{(1)}) / x^3 \equiv b_1 \quad (2.16)$$

$$3a_3 + 4xa_4 + 5x^2 a_5 = (2\sqrt{y_D^{(2)}} \tan \gamma_C) / x^2 \equiv b_2 \quad (2.17)$$

$$3a_3 + 6xa_4 + 10x^2 a_5 = \tan^2 \gamma_C / x \equiv b_3 \quad (2.18)$$

Din rezolvarea ecuațiilor vor rezulta următoarele valori:

$$a_3 = 10b_1 - 4b_2 + b_3 \quad (2.19)$$

$$a_4 = (-15b_1 + 7b_2 - 2b_3) / x \quad (2.20)$$

$$a_5 = (6b_1 - 3b_2 + b_3) / x^2 \quad (2.21)$$

Pentru a îndeplini condiția (2.6) trebuie aflată locația strangulării maxime, aceasta determinându-se prin valoarea minimă a lui $y_D(x)$. Prima dată vom determina coordonatele lui x_* anulând prima derivată

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dx}(x_*) &= 0 = x_*^2 (3a_3 + 4a_4x_* + 5a_5x_*^2) \\ \Rightarrow x_* &= \frac{-2a_4 + \sqrt{4a_4^2 - 15a_3a_5}}{5a_5} \end{aligned} \quad (2.22)$$

apoi vom introduce valoarea lui x_* în relația (2.15) pentru a determina $y_D(x_*)$. Valoarea lui $y_D^{(2)}$ calculată iterativ până când $y_D(x_*) = 1$.

În continuare se va prezenta un exemplu de canal convergent. Alegând în amonte o rază $R_S = 1.5 \cdot R_*$ ne va da $y_D^{(1)} = 2.25$. Am ales un unghi al conului $\gamma_C = 8.5^\circ$, care este asemănător conului de aspirație al turbinelor hidraulice. Lungimea totală a părții convergente a canalului este un parametru de proiectare. În cazul nostru, am ales ca lungimea să fie $L = 2 \cdot R_*$, sau în formă adimensionalizată: $x = 2.0$, bazat pe criteriul curburii în plan meridional în secțiunea strangulată prezentat în cele ce urmează.

Condiția $y_D(x_*) = 1$ este dată atunci când $x_* = 1.741362$, iar $y_D^{(2)}$ are valoarea $y_D^{(2)} = 1.050430$, rezultând o formă a canalului arătat în Figura 2.19. Coeficienții polinomului au valorile: $a_3 = -1.794641$, $a_4 = 1.381482$ și $a_5 = -0.2795673$. Dacă $y_D^{(1)}$ și γ_C sunt parametrii specifici pentru secțiunea de test, iar valoarea adimensională a lungimii părții convergente x este un parametru de proiectare.

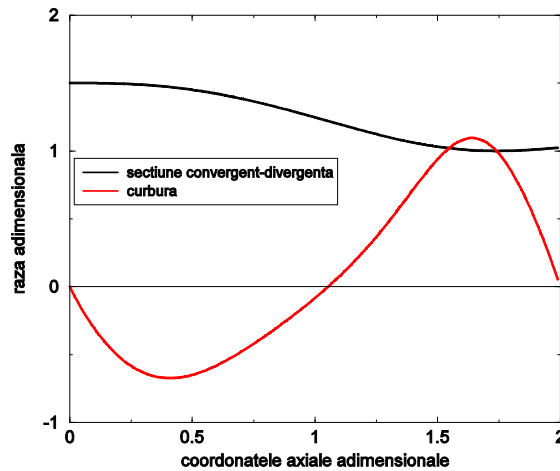


Figura 2. 19. Canalul convergent-divergent (negru) și curbura ei (roșu)

Un criteriu posibil pentru alegerea lui x este redat de curbura în plan meridional a secțiunii strangulate. Curbura în secțiunea strangulată este dată de raza R_* . Suprafața canalului în zona strangulată are o formă curbată, o curbura este pozitivă în timp ce o curbura este negativă. Din punct de vedere hidrodinamic este convenabil să avem curburi egale în ambele plane, aceasta însemnând că razele de pe curbura cercului din Figura 2.19 ar trebui să fie egale la raza de strangulare R_* . Această condiție ne conduce la lungimea adimensională x . În general, fiind stabilită

forma canalului prin raza $R_D(z)$ putem calcula curbura în jumătate de plan meridian și:

$$\kappa_D(z) = \frac{\frac{d^2 R_D}{dz^2}}{\left[1 + \left(\frac{dR_D}{dz}\right)^2\right]^{3/2}} \quad (2.23)$$

Utilizând ecuațiile (2.7) și (2.8) curbura poate fi scrisă adimensional în forma:

$$R_* \kappa_D(x) = \frac{\frac{1}{2\sqrt{y_D}} \left[\frac{d^2 y_D}{dx^2} - \frac{1}{2y_D} \left(\frac{dy_D}{dx}\right)^2 \right]}{\left[1 + \frac{1}{4y_D} \left(\frac{dy_D}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} \quad (2.24)$$

Alegând $x = 2.0$ în exemplul de mai sus, va rezulta că $R_* \kappa_D(x_*) = 0.999711$. În mod clar raza curburii în jumătate de plan meridian în secțiunea strangulată crește cu lungimea x , în acest mod micșorându-se curbura planului meridian.

Execuția secțiunii convergent divergente

În Figura 2. 20 este prezentată aproximarea cu arce de cerc pentru curbura curbei convergent-divergente. Producătorul secțiunii de plexiglas a cerut ca forma interioară secțiunii convergent-divergente cât și pentru duza să fie approximate prin arce de cerc.

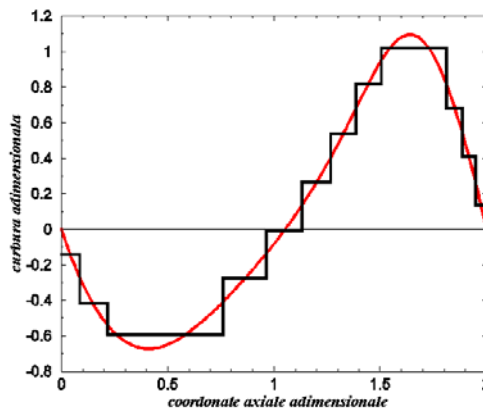


Figura 2. 20. Curbura secțiunii convergent-divergente (roșu) și aproximarea cu arce de cerc (negru)

În tabelul alăturat avem coordonatele punctelor și raza corespunzătoare lor. Deviația dintre curba originală și cea aproximată a fost verificată, valoarea maximă a deviației dintre cele două fiind de 0,2 mm. Trebuie ținut cont de valoarea negativă sau pozitivă a razelor, astfel dacă raza este negativă aceasta nu "ține" apă, iar dacă aceasta este pozitivă "ține" apă, Ionescu [52].

Tabel 2. 1 Aproximarea cu arce de cerc pentru tehnologia de fabricație:

z1 [mm]	r1 [mm]	z2 [mm]	r2 [mm]	raza [mm]
.0000000	75.00000	4.319993	74.98197	-353.0315
4.319993	74.98197	10.82779	74.74422	-119.7979
10.82779	74.74422	38.03905	68.03133	-84.23337
38.03905	68.03133	48.1983	63.29736	-181.6042
48.19839	63.2973	56.60459	59.06429	linie
56.60459	59.06429	63.38782	55.81990	187.8664
63.38782	55.81990	69.21248	53.41444	92.65956
69.21248	53.41444	75.19407	51.52172	61.23537
75.19407	51.52172	90.64444	50.12074	49.05071
90.64444	50.12074	94.32696	50.46144	73.11180
94.32696	50.46144	97.35147	50.85618	121.7277

2.2.2.2. Proiectarea duzei de injecție

Ne vom îndrepta atenția asupra corpului central, mai precis asupra finalului forme conice de la amonte butucului până la secțiunea strangulată prin intermediul căreia va fi injectată apă în secțiunea de test. Secțiunea din amonte inelară este delimitată de raza R_s și raza inelului R_H . Întrucât valoarea vitezei în secțiunea convergentă ar trebui să crească, în mod evident ar trebui să avem $R_S^2 - R_H^2 > R_*^2$, astfel încât aria secțiunii amonte ar trebui să fie mai mare decât aria din zona strangulată. Deoarece este similar cu injectorul de la turbina Pelton, îl vom denumi duză și face trecerea de la raza R_H la o rază din ce în ce mai mică până dispăre în zona strangulării. Ca urmare va trebui proiectată o formă duzei cu raza $R_N(z)$, $z = 0 \dots z_*$, cu raza maximă $R_N(0) = R_H$ și raza minimă $R_N(z_*) = 0$.

Întrucât este deja proiectată forma canalului din exterior, forma duzei ar trebui să rezulte din variația ariei începând din amonte până în zona de strangulare. O variație a secțiunii de trecere pentru tunelele de vânt, în mod obișnuit este dată de:

$$AR(x) = AR_0 \left\{ \left[-10 \left(\frac{x}{x_*} \right)^3 + 15 \left(\frac{x}{x_*} \right)^4 - 6 \left(\frac{x}{x_*} \right)^5 \right] \left[1 - \frac{1}{AR_0} \right] + 1 \right\} \quad (2.25)$$

unde raportul secțiunii dintre intrare/strangulare este $AR_0 = (R_S^2 - R_H^2) / R_*^2$. Acest polinom de ordin cinci introdus de Bell și Mehta [17] au fost modificate de Brassard și Ferchichi [27], aceștia introducând un parametru adițional n ,

$$AR(x) = AR_0 \left\{ \left[-10 \left(\frac{x}{x_*} \right)^3 + 15 \left(\frac{x}{x_*} \right)^4 - 6 \left(\frac{x}{x_*} \right)^5 \right] \left[1 - \frac{1}{AR_0^{1/n}} \right] + 1 \right\}^n \quad (2.26)$$

Exponentul n poate fi eventual în funcție de (x/x_*) . În cazul nostru vom folosi parametrul n pentru optimizarea forme acului, Ionescu [52].

Pe de altă parte, aria secțiunii de trecere dintre duza și canalul interior poate fi aproximativ un trunchi de con, cu linia generatoarei conului aliniată cu normala pe direcția canalului interior.

$$A(z) = \pi (R_D^2(z) - R_N^2(z)) \sqrt{1 + \tan^2 \gamma_D(z)} \quad (2.27)$$

unde $\tan \gamma_D$ este panta curentă a canalului, dat de relația (2.7). Raportul secțiunilor adimensionale va fi:

$$AR(x) = (y_D(x) - y_N(x)) \sqrt{1 + \tan^2 \gamma_D(x)} \quad (2.28)$$

Prin urmare este obținută următoarea reprezentare parametrică a duzei:

$$y_N(x) = y_D(x) - AR(x) / \sqrt{1 + \tan^2 \gamma_D(x)} \quad (2.29)$$

$$x_N(x) = x + (\sqrt{y_D(x)} - \sqrt{y_N(x)}) \tan \gamma_D(x) \quad (2.30)$$

Pentru demonstrarea și verificarea respectivelor coordonate ale curbei duzei se pornește de la definirea dimensiunilor și mărimilor principale caracteristice.

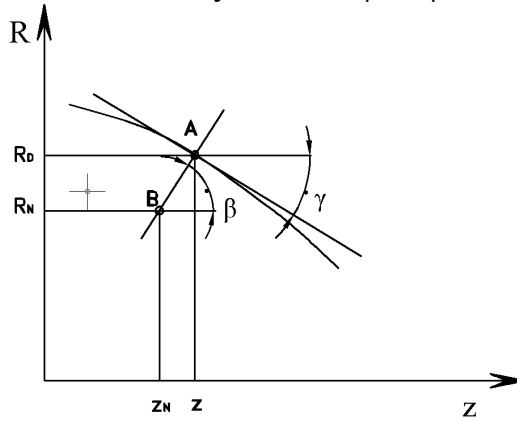


Figura 2. 21. Dimensiunile principale și mărimile caracteristice ale duzei

Coordonatele mai sus amintite $y_N(x)$ și $x_N(x)$ din relațiile (2. 29) și (2. 30) au ca punct de plecare aria unui trunchi de con ce reprezintă desfașurata unei secțiuni dintre curba exterioară și curba acului interior. Astfel aria în coordonate cilindrice pentru trunchiul de con este:

$$A(z) = \pi \cdot AB \cdot (R_D + R_N) \quad (2.31)$$

După cum se vede în Figura 2. 21, segmentul AB este egal cu:

$$AB = \frac{R_D - R_N}{\sin \beta} \quad (2.32)$$

Astfel dacă înlocuim în relația (2. 31) valoarea segmentului AB va rezulta că:

$$A(z) = \pi \cdot \frac{1}{\sin \beta} \cdot (R_D^2 + R_N^2) \quad (2.33)$$

Relația (2. 33) este transformată în coordonate adimensionale, astfel rezultând ecuația (2. 27). După cum se observă din aceasta se pot determina coordonatele $y_N(x)$ și $x_N(x)$.

Pentru ecuațiile mai sus amintite secțiunea de trecere este considerată normală numai la suprafața canalului, prin $\tan \gamma_D$, de aceea în general nu este normală pe suprafața acului. Totuși aproximațiile anterioare sunt acceptabile pentru

proiectare. Când se utilizează variația raportului ariei $AR(x)$ dat de ecuația (2. 26) pentru calcularea formei acului cu ecuația (2. 29) și (2. 30) rezultatul depinde de n , pentru raportul ariilor amonte/strangulare AR_0 date. Astfel, ar trebui găsită valoarea optimă a lui n , examinând fie panta sau curbura duzei în jumătate de plan meridional.

$$\tan \gamma_N = \frac{dR_N / dz}{dz_N / dz} = \frac{d\sqrt{y_N(x)} / dx}{dx_N / dx} \quad (2. 34)$$

$$\kappa_N(z) = \frac{\frac{d^2 R_N(z)}{dz^2} \frac{dz_N(z)}{dz} - \frac{dR_N(z)}{dz} \frac{d^2 z_N(z)}{dz^2}}{\left[\left(\frac{dz_N(z)}{dz} \right)^2 + \left(\frac{dR_N(z)}{dz} \right)^2 \right]^{3/2}} \quad (2. 35)$$

$$R_* \kappa_N(x) = \frac{\frac{d^2 \sqrt{y_N(x)}}{dx^2} \frac{dx_N(x)}{dx} - \frac{d\sqrt{y_N(x)}}{dx} \frac{d^2 x_N(x)}{dx^2}}{\left[\left(\frac{dx_N(x)}{dx} \right)^2 + \left(\frac{d\sqrt{y_N(x)}}{dx} \right)^2 \right]^{3/2}} \quad (2. 36)$$

Pentru un exemplu de proiectare, se va considera raza de intrare a butucului $R_H = 0.9R_*$, sau $R_H/R_S = 3/5$. Raportul suprafețelor intrare-strangulare corespunzător este $AR_0 = 1.5^2 - 0.9^2 = 1.44$. Figura 2. 22 ne arată forma duzei, panta și curbura pentru $n=1$ din ecuația (2. 26). Se poate observa că panta crește cu cât se apropie de zona de strangulare, atinge o valoare maximă (negativă), apoi se diminuează acolo unde curbura este pozitivă cu o valoare adimensională mai mare de 0.2. Totuși se preferă ca panta maximă a acului să fie cât mai mică posibil pentru a se evita orice desprindere a curgerii. Când se optimizează valoarea lui n în concordanță cu acest criteriu, rezultă o valoare a lui n de 0.21, cu o formă corespunzătoare a acului și curburii. Pentru a putea fi prelucrat pe masina cu comandă numerică curbele pentru secțiunea convergent divergentă respectiv pentru duza au fost împărțite în 11 părți inegale astfel încât din cele unsprezece părți să rezulte o curba simetrică cu cea dată, cu o deviație cât mai mică.

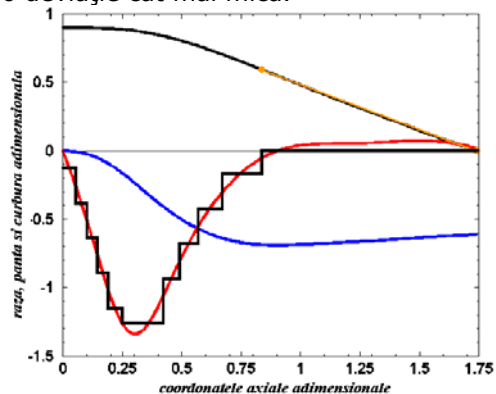


Figura 2. 22 Forma duzei (negru- sus), curbura (roșu- jos) și panta acesteia (albastru - jos)

Din ecuația curburii au fost extrase următoarele puncte cu raza corespunzătoare prezentate în tabelul de mai jos:

Tabel 2. 2 Aproximarea cu arce de cerc a duzei de injecție

z1 [mm]	r1 [mm]	z2 [mm]	r2 [mm]	raza [mm]
.0000000	45.00000	2.659301	44.99425	-397.0426
2.659301	44.99425	5.016300	44.96014	-131.6174
5.016300	44.96014	7.228743	44.87730	-78.85811
7.228743	44.87730	9.505363	44.71393	-56.26193
9.505363	44.71393	12.46856	44.33909	-43.56896
12.46856	44.33909	21.12106	41.86760	-39.66452
21.12106	41.86760	24.56620	40.30884	-53.56505
24.56620	40.30884	28.46138	38.23031	-73.77153
28.46138	38.23031	33.53770	35.14875	-118.1273
33.53770	35.14875	41.82926	29.61700	-301.0559
41.82926	29.61700	87.00000	0.00000	Linie

Pentru proiectarea 3D a secțiunii de plexiglas precum și a butucului s-a folosit programul Catia V5 R16. S-a ales acest program deoarece oferă o imagine tridimensională a întregului ansamblu ușor de vizualizat, precum și faptul că poate importa sau exporta fișiere compatibile cu alte programe de proiectare.

În Figura 2. 23 (stanga) se prezintă prelucrarea mecanică a secțiunii convergent-divergente. După ce au fost realizate găurile pentru ferestrele optice de măsură și a fost prelucrată fața exterioară a cilindrului de plexiglas, a urmat faza de strunjire interioară după coordonatele amintite în tabelele prezentate anterior.



Figura 2. 23 Prelucrarea mecanică a secțiunii convergent-divergente (stânga) și forma finală a secțiunii cilindrice, a secțiunii convergent-divergente și a duzei de injecție (dreapta)

Figura 2. 23 (dreapta) prezintă piesele de plexiglas (cilindru și secțiunea convergent-divergentă), precum și duza de injecție cu gaură interioară și în varianta plină. Duzele și inelele de prindere ale ferestrelor optice au fost realizate din duraluminiu, pentru a fi cât mai ușoare posibil și a rezista la apă.

2.2.2.3. Secțiunea de test pentru măsurarea profilelor de viteze

Pentru a putea efectua măsurătorile de viteze cu LDV a fost proiectată o secțiune de test cu o lungime de 300 mm ce permite accesul razelor laser în interiorul secțiunii. În acest scop are prevăzute trei ferestre. Prima fereastră este situată în secțiunea convergentă la 70 mm aval de intrare, a doua la 120 mm, iar a treia la 200 mm. Au fost poziționate astfel încât axele acestora să fie perpendiculare

pe secțiunea interioară și să influențeze cât mai puțin curgerea în interiorul secțiunii. În Figura 2. 24 avem reprezentată secțiunea de testare cilindrică împreună cu ferestrele optice de măsurare a plofilelor de viteze. Desenul de ansamblu al secțiunii de plexiglas redat în Figura 2. 25 cuprinde pe lângă secțiunea de testare și butuc, ferestrele de vizualizare, garniturile de cauciuc și inelele de prindere. Intregul ansamblu mai conține o componentă cilindrică redată în Figura 2. 25 unde se va situa paletajul generatorului de vârtej.

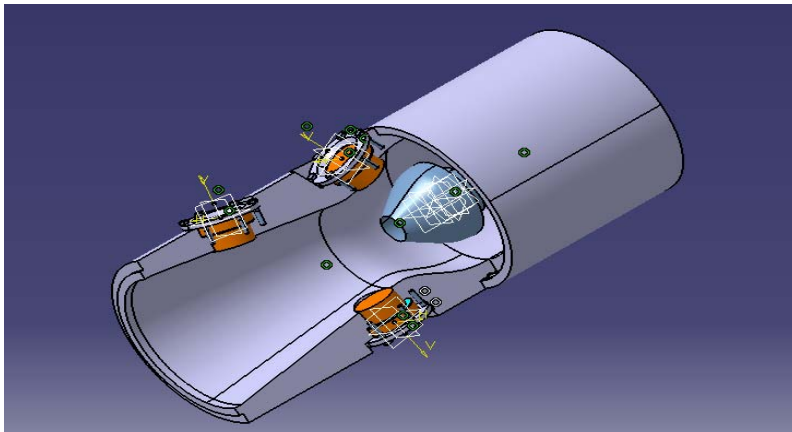


Figura 2. 24. Traseul hidraulic al secțiunii de testare

Secțiunea cilindrică are o lungime de 200 mm, iar legătura cu secțiunea convergent-divergentă se realizează printr-o îmbinare cu joc mic. Etanșarea se face cu ajutorul unei garnituri de tip oring. La întreg ansamblul s-a ținut cont de faptul că îmbinarile la intrare și ieșire trebuie să aibă aceleași dimensiuni cu cele ale flanșelor de legătură. Ferestrele de vizualizare au prevăzut un umăr de susținere cu o grosime de 10 mm, o parte cilindrică cu o lungime de 20mm și un diametru interior de 40 mm. Etanșarea dintre ferestre și secțiunea de măsură se realizează cu ajutorul unei garnituri de cauciuc.

Tot în desenul de ansamblu pe lângă componentele principale: secțiune convergent-divergentă, secțiunea cilindrică, duză și ferestrele de vizualizare, avem prevăzute pentru etanșare garnituri de cauciuc cu o grosime de 1 mm. Pot fi folosite și în seturi de câte 2 sau mai multe, în felul acesta putându-se deplasa fereastra de măsură mai jos sau mai sus pentru măsurarea vitezelor. Inelele de prindere ce fixează ferestrele de vizualizare și asigură etanșeizarea sunt prinse de secțiunea convergent-divergentă cu ajutorul a șase suruburi M5×25. Deoarece fiecare fereastră are suprafața interioară prelucrată după peretele interior, acestea trebuie să fie asamblate într-o poziție fixă de fiecare dată. Astfel între fiecare fereastră și secțiunea convergent-divergentă se montează un stift cu un diametru de 4 mm, care elimină posibilitatea montării greșite.

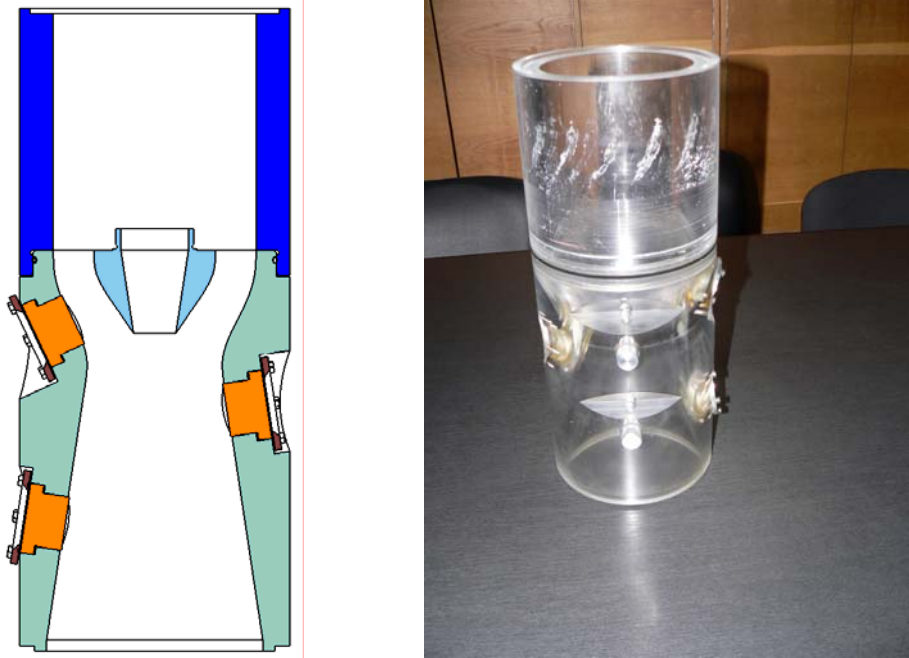


Figura 2. 25. Secțiunea cilindrică și secțiunea de testare împreună cu cele trei ferestre optice de măsurare a vitezelor, varianta proiectată (stânga) și varianta finală executată (dreapta)

2.2.2.4. Secțiunea de test pentru măsurarea pulsațiilor de presiune

Pentru măsurarea pulsațiilor de presiune din secțiunea divergentă s-a proiectat o nouă secțiune de plexiglas ce are prevăzute 8 puncte pentru montarea traductoarelor de presiune. Pentru secțiunea de test necesară măsurării presiunii se va respecta profilul interior similar secțiunii pentru măsurarea profilelor de viteză.

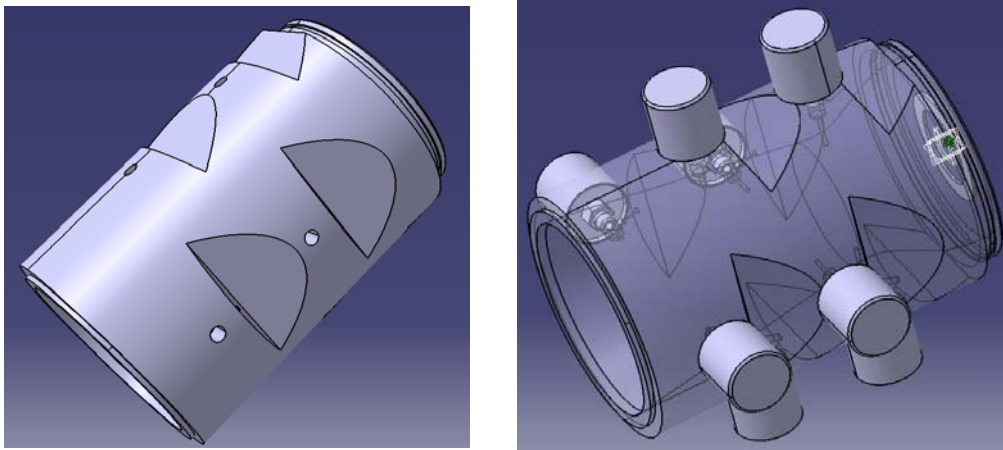
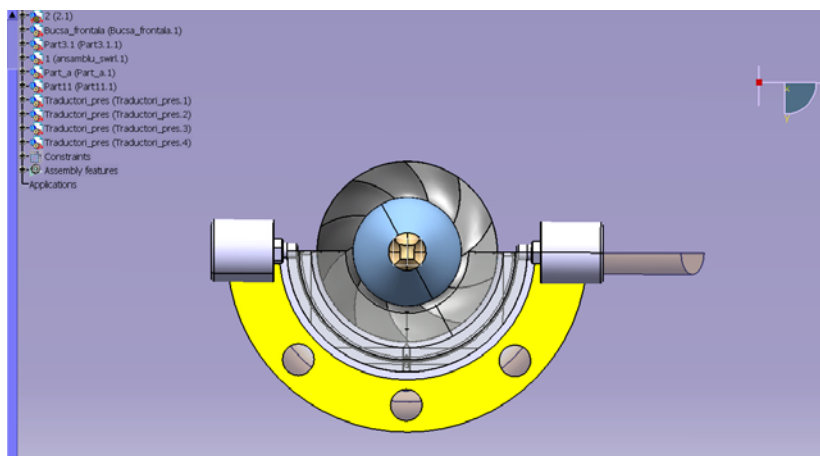
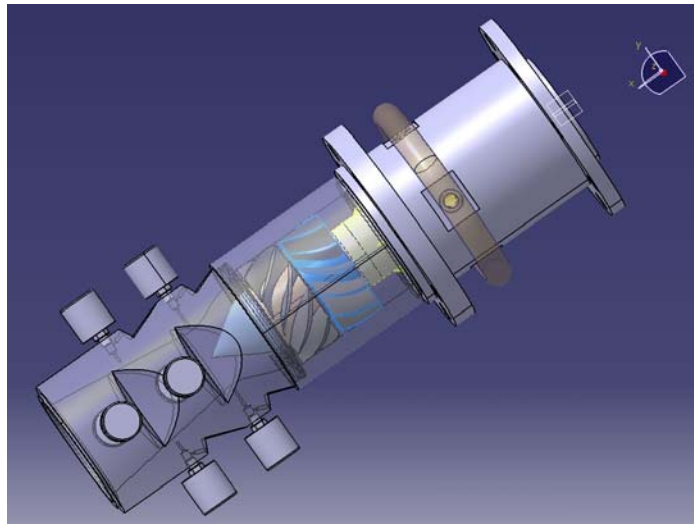


Figura 2. 26. Secțiunea de testare pentru măsurarea presiunii

Au fost efectuate opt găuri pentru montarea traductorilor. Pe langa găurile principale mai avem montate și găurile de aerisire prevăzute fiecare cu șuruburi. Traductoarele sunt montate două câte două pe părți opuse, pe patru nivele. Astfel primul set de 2 traductoare este situat la distanța de 87 mm față de intrare exact în zona de gât, urmând ca restul să fie pe con din 50 în 50 de mm. S-a ales montarea a două traductoare pe fiecare nivel pentru a putea observa pulsațiile de tip piston și rotative ce pot apărea în con. Pentru determinarea tipului de pulsație predominantă era nevoie ca găurile de presiune de pe același nivel să fie defazate una față de cealaltă cu 180° .

Secțiunea de plexiglas se prelucrează în așa fel încât să se poată manevra șurubul de aerisire. Se va fileta pe secțiunea de plexiglas cu un filet M6 iar etanșarea se face pe partea de început a șurubului. Pentru o mai bună manevrare avem un cap randalinat și care poate fi demontat ușor.

Întreg ansamblul generator este prezentat în Figura 2. 27. Ansamblul este completat de duza plină, generatorul de curgere cu rotație, ogiva pentru alimentare, conducta amonte prevăzută cu inelul de alimentare pentru duza și bușca interioară necesară montării tuturor componentelor.



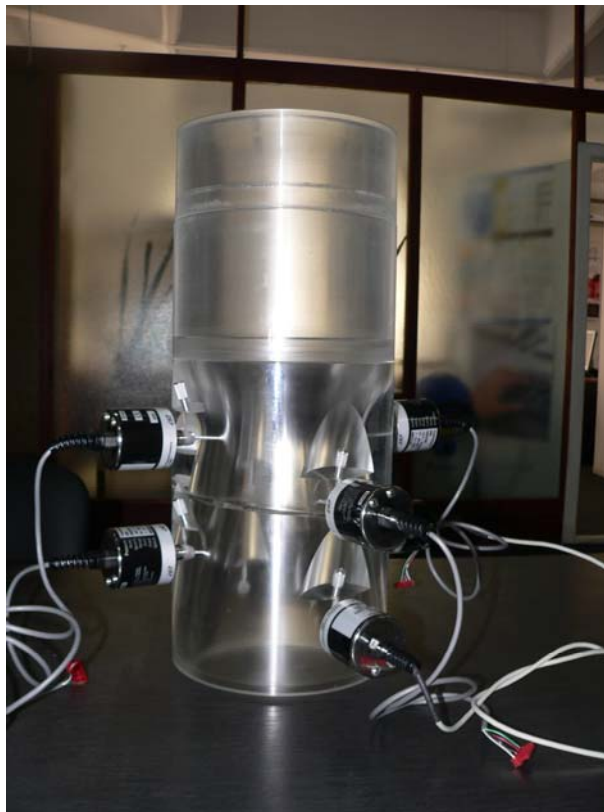
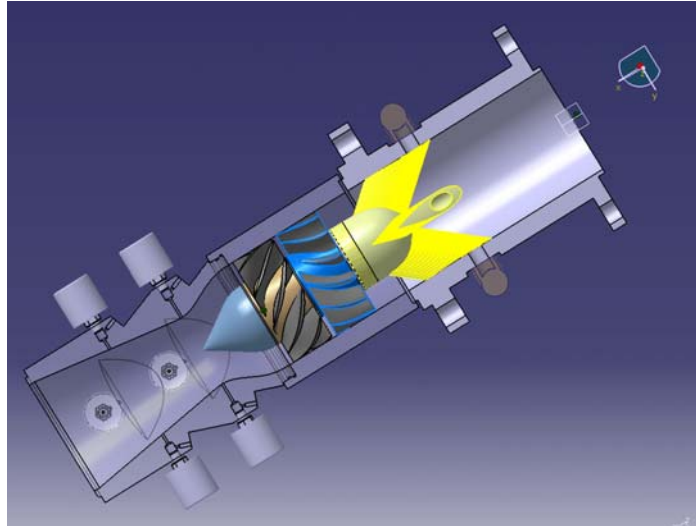


Figura 2. 27. Ansamblul complet al generatorului de curgere cu rotație, varianta proiectată (sus) și varianta finală executată (jos)

Pe lângă elementele enumerate mai sus, generatorul de curgere cu rotație conține un paletaj fix și unul mobil. Paletajul fix induce o mișcare rotatională

curgerii, iar al doilea paletaj este mobil și are rolul de a balansa energia între butuc și periferie asigurând decelerarea curentului la butuc și accelerarea acestuia la periferia paletei. Frecarea dintre paletajul fix și cel mobil se realizează printr-o bucășă teflonată ce asigură o bună lubrefiere și o funcționare îndelungată.

2.2.3. Vizualizarea vârtejului funie cavitant

Folosind noul generator de curgere cu rotație cu două paletaje și noua secțiune de test profilată interior, am obținut vârtejul funie prezentat în figurile de mai jos. Pentru obținerea vârtejului funie turația rotorului măsurată cu stroboscopul optic a fost de aproximativ 925 rot/min la un debit nominal al pompei de 30 l/s. Se observă că în noua configurație vârtejul se prelungește pe toată lungimea secțiunii de test, până la ieșirea din conductă. Se formează la ieșirea din diuză, are o formă elicoidală cu o mișcare de precesie și se continuă până la ieșirea din con pe o lungime de 200 mm. Atunci când se injectează apă este împins prima dată pe con în jos, iar în cele din urmă la un debit al jetului suficient de mare este împins până la intrarea în zona de intrare în conducta cilindrică conform Figura 2. 30.



Figura 2. 28. Vârtejul funie obținut cu noul generator de curgere cu rotație fără injecție de apă

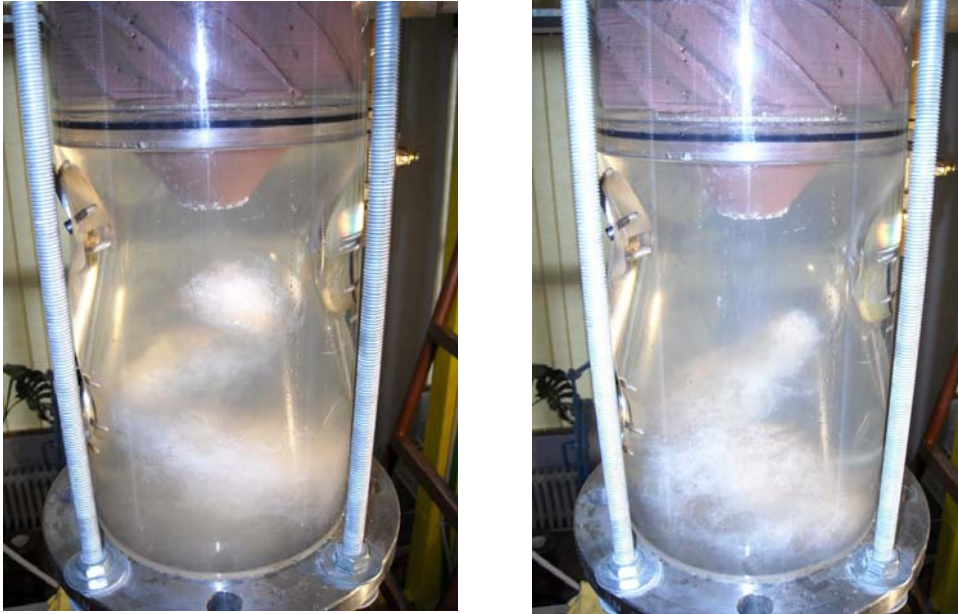


Figura 2. 29. Vizualizarea vârtejului funie la un debit parțial al jetului de apă

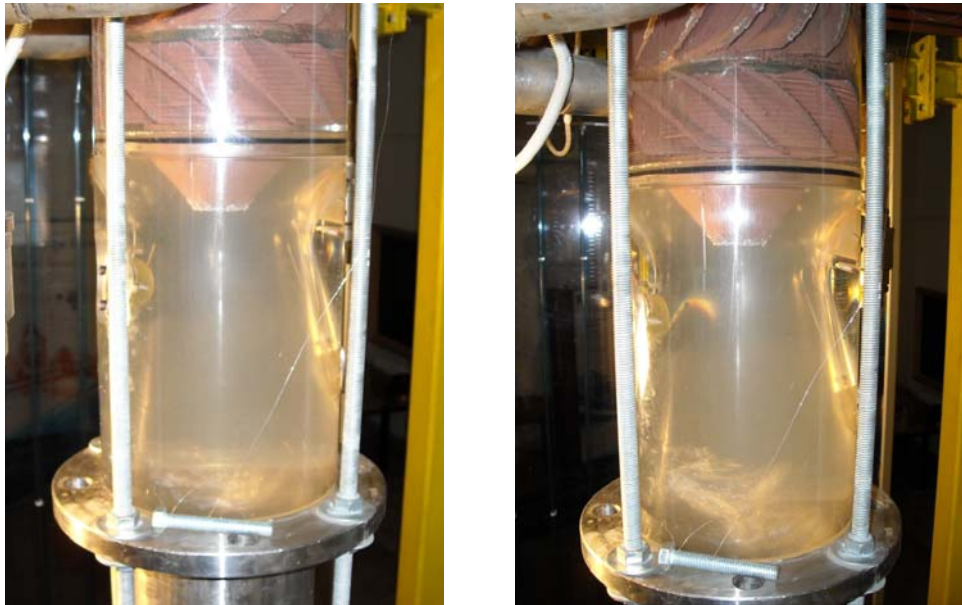


Figura 2. 30 Vizualizarea vârtejului funie la debitul maxim al jetului de apă

Tot în acest subcapitol am efectuat și măsurarea turației rotorului liber. Aceasta servește ca și condiție pentru turația rotorului în simularea numerică în scopul comparării rezultatelor experimentale cu cele numerice. Schema de măsurare a turației se prezintă în figura de mai jos:

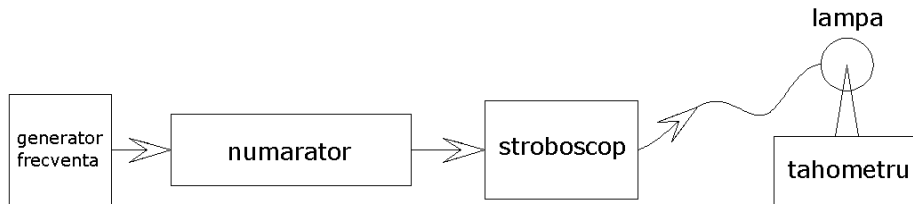


Figura 2. 31. Schema de legare a aparatelor pentru măsurarea turației rotorului liber

Pentru generarea frecvenței de măsurare s-a folosit un generator variabil cu amplificator de frecvență. Pentru o primă validare semnalul de ieșire este trecut printr-un numărator. Numărătorul afișează valoarea măsurată a frecvenței cu o zecimală. După numărator, semnalul este preluat de un stroboscop care afișează o valoare a frecvenței. După stroboscop, semnalul este preluat de lampa montată pe secțiunea de plexiglas. Pentru că rotorul are 10 palete, vom prinde prima frecvență a rotorului, armonica a II-a, a V-a și a X-a. Am măsurat armonica X și V. Prima armonică nu am măsurat-o deoarece este dificil măsurat. Deoarece avem un lanț de aparate electrice, semnalul de la generatorul de frecvență ar putea fi distorsionat. Pentru a verifica că la ieșire din lampă avem frecvența potrivită, lumina a fost măsurată cu un tahometru digital.

Din frecvența de la numărator s-a calculat turația rotorului liber cu formula de mai jos:

$$n_{rotor} [rpm] = \frac{f_{numarator} \cdot 60}{10} \quad (2.37)$$

După prelucrarea datelor măsurate s-a trasat graficul corespunzător turației funcție de debit, care se prezintă în cele ce urmează:

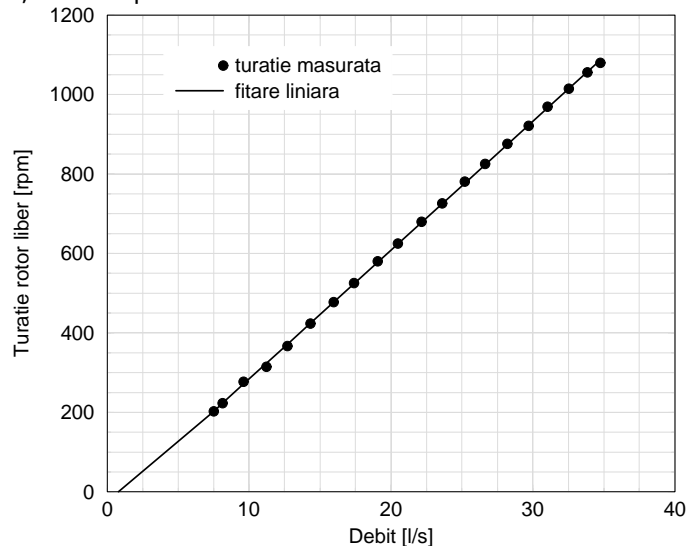


Figura 2. 32. Turația rotorului liber $n=n(Q)$

Pentru a obține o rotire cât mai ușoară a rotorului liber, acesta s-a centrat prin strângerea diferită a piulițelor de pe tije de legatură. Din reprezentarea turației în funcție de debit observăm că dreapta ce unește punctele de măsură nu

pleacă din origine, ci la un debit de aproximativ 3 l/s. Motivul rotirii întârziate se datorează frecărilor ce au loc între bucsa teflonată prinsă de rotor și bucsa de alamă pe care se sprijină. În vederea observării cât mai bune a turației cu stroboscopul, o paletă a rotorului a fost vopsită cu o culoare mai închisă, în timp ce paletetele celelalte ale rotorului au fost vopsite cu o culoare mai deschisă.

2.3. Echipamentele de măsură

Aparatele de măsură ce echipază standul experimental se pot împărți în două categorii:

- echipamente de măsură pentru determinarea caracteristicilor principale de funcționare ale standului: debitmetre, manometre.
- echipamente de măsură pentru investigarea curgerii cu rotație din difuzorul conic: traductorii de presiune nestaționari și sistemul optic de măsură a vitezei Laser Doppler Velocimetry.

2.3.1. Echipamentele de măsură pentru măsurarea debitelor

Debitul se măsoară pe cele două trasee cu ajutorul a două debitmetre ce funcționează pe principii diferite. Astfel pentru măsurarea debitului pe traseul principal se folosește un debitmetru electromagnetic iar pe traseul secundar se folosește un debitmetru cu turbină. S-au ales aceste două debitmetre deoarece au dimensiuni asemănătoare de gabarit cu diametrele conductelor celor două trasee și pentru că au o influență mică asupra curgerii prin conducte.

2.3.1.1. Debitmetrul electromagnetic se folosește pentru măsurarea debitului de pe circuitul hidraulic principal. Debitmetrele electromagnetice sunt generatoare electrice, care funcționează pe același principiu al străbaterii unui câmp magnetic de către un conductor, ca la mașinile electrice rotative. După legea lui Faraday, într-un conductor de lungime L , care traversează o linie de flux magnetic de densitate Φ , cu viteza V , se va induce un potențial, Baya et al. [12]:

$$E = \Phi \cdot L \cdot V \quad (2.38)$$

În mod similar, într-un fluid conducător de electricitate conținut de un segment de conductă dintr-un material piezoelectric așezat într-un câmp magnetic de densitate Φ , electrozii așezați normal pe direcția curentului și a fluxului magnetic vor sesiza o tensiune electrică proporțională cu viteza medie a fluidului și cu diametrul conductei. O reprezentare schematică a debitmetrului electromagnetic este redată în figura următoare.

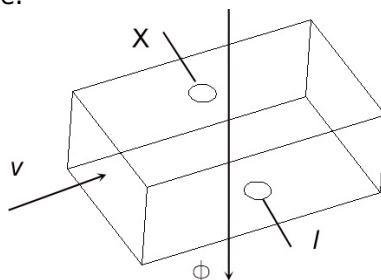


Figura 2. 33. Reprezentarea schematică a debitmetrului electromagnetic

Debitmetrul electromagnetic inclus în stand este produs de firma Krone, de tip A-33167-53 FlowmeterMag 3" Flange 230.

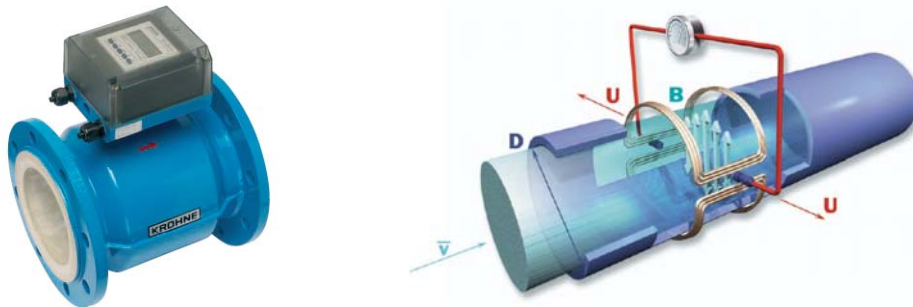


Figura 2. 34. Debitmetrul electromagnetic

Este alcătuit din două componente:

- senzorul de debit OPTIFLUX 400
- convertorul de semnal IFM 4010 K, ce cuprinde și afisajul LCD

Senzorul de debit are un diametru nominal DN80 asemănător cu diametrele conductelor amonte și aval și are următoarele date tehnice principale:

- tipul de fluid vehiculat prin instalație este apa;
- domeniul de măsură aproximativ 5- 50 l/s;
- precizie: 0,3 % din debit;
- repetabilitate: 0,1 % din debit;
- temperatura ambiantă de lucru: de la 0...50 °C;
- presiunea de lucru: 0...10 bar;

Semnalul de ieșire din debitmetru este semnal treaptă cu frecvență variabilă, iar display-ul inclus este de tip LCD cu minim 8 caractere pe rând. Materialul utilizat pentru construcția debitmetrului (oțel inoxidabil) rezistă la coroziunea cauzată de apă. Pentru faptul că semnalul de ieșire din debitmetru este semnal treaptă cu frecvență variabilă, iar placa de achiziție măsoară în tensiune, s-a introdus în schema electrică o rezistență electrică. Calibrarea părții electronice a debitmetrului a fost efectuată la trei debite diferite.

Tabel 2. 3 Calibrarea traductorului la trei debite de funcționare

Debit [%]	Debit [m ³ /h]	Deviația [%]
89.95	48.831	0.000
60.91	33.066	0.020
31.87	17.301	-0.020

Pentru calibrarea debitului afișat electronic de programul de achiziție s-au efectuat o serie de măsurători, citindu-se debitul afișat de convertorul de semnal IFM 4010 K și numărul de impulsuri pe secundă recepționat de programul de afișare numerică. Din trasarea graficului celor două va rezulta o constantă a debitmetrului electromagnetic K_{EM} .

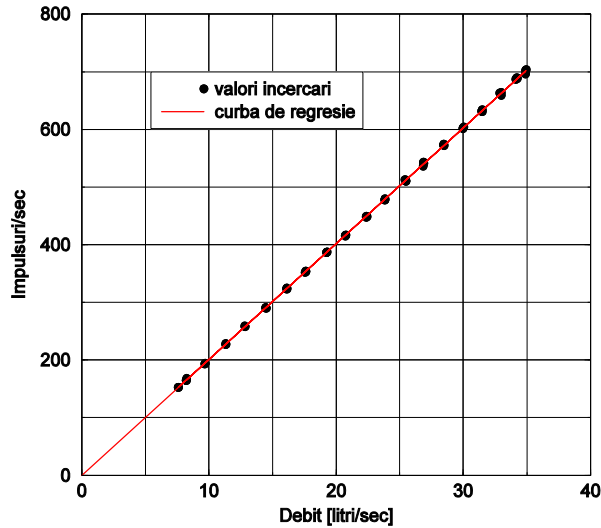


Figura 2. 35. Punctele de masură și curba de regresie pentru calibrarea debitmetrului electromagnetic

Astfel s-a determinat că pentru debitmetrul electromagnetic coeficientul este $K_{EM}=20.0952$. Acest coeficient va fi setat în programul de achiziție de date pentru a transforma impulsurile date de debitmetru în valori ale debitului în l/s.

2.3.1.2. Debitmetrul cu turbină servește la măsurarea debitului din circuitul hidraulic secundar.

Principiul de măsură al debitmetrului cu turbină constă în introducerea într-un canal sau conductă, a unui rotor de turbină și se va produce rotirea acestuia, Anton et al. [6]. Debitul este funcție de turația astfel obținută, respectiv de viteza unghiulară ω . Dacă se ignoră efectul frecării în lagăre, la numere Reynolds mari se poate scrie:

$$\frac{Q}{\omega \times D^3} = ct \quad (2.39)$$

Ceea ce înseamnă că la un diametru D cunoscut, al rotorului de turbină, debitul Q este proporțional cu viteza unghiulară ω . La astfel de aparate determinarea valorii turației se face de obicei cu ajutorul unui traductor inductiv, care are drept mărime de ieșire impulsuri electrice (de tensiune). Debitul se determină ca o funcție liniară de frecvență f a impulsurilor:

$$Q = a + b \cdot f \quad (2.40)$$

Debitmetrul folosit este de tip FT-20-NEXWULEDS4.



Figura 2. 36. Reprezentarea debitmetrului cu turbină

Dintre specificațiile tehnice ale acestuia putem aminti:

- acuratețe de măsurare cuprinsă între $\pm 0.05\%$,
- timp de răspuns cuprins între 3-4ms,
- presiunea maximă de funcționare: 2,068bar,
- temperatura de funcționare între -268 și 399 °C,
- se recomandă ca impuritățile să nu depășească 100 micrometri,
- confecționat din oțel inoxidabil ce poate fi folosit în instalații cu diferite fluide;

Debitmetrul este echipat cu un traductor de debit ce transformă mișcarea de rotație a turbinei debitmetrului în semnal electric ce poate fi citit direct de la calculator. Astfel produce la ieșire un semnal cuprins între 0-5V în curent continuu, ce poate fi transmis la distanțe mari fără a se pierde semnal. Este proiectat în așa fel încât să ocupe un spațiu cât mai mic și să fie montat cât mai ușor pe debitmetru.

Pentru a se asigura măsurarea corectă, a fost efectuată calibrarea acestuia. Astfel a fost testat începând de la debite mici până la debitul maxim aproximativ 6.4 l/s. Calibrarea este necesară deoarece este implementat într-o nouă aplicație. Se recomandă ca debitmetrele să fie recalibrate atunci când pe suprafețele paletei turbinei s-au depus impurități, când au lucrat într-un mediu chimic ce a avut un efect coroziv asupra lui sau când au fost supuse unor viteze mari ale fluidului vehiculat. În tabelul de mai jos se prezintă valorile coeficientului de debit K în funcție de diferite debite.

Tabel 2. 4 Determinarea coeficienților de calibrare pentru debitmetrul cu turbină

Debit [l/min]	Debit [l/s]	Coeficient K
389.694455	6.49491	327.942
226.73874	3.778979	328.406
131.00363	2.18339	328.058
80.40246	1.3333	328.961
49.12045	0.81	329.928
33.93256	0.56554	330.213
17.61641	0.29361	326.093
10.54791	0.175798	320.285
6.33653	0.105608	305.389
3.617115	0.0061	260.968

Din prelucrarea valorilor se poate trasa curba de calibrare a debitmetrului cu turbină:

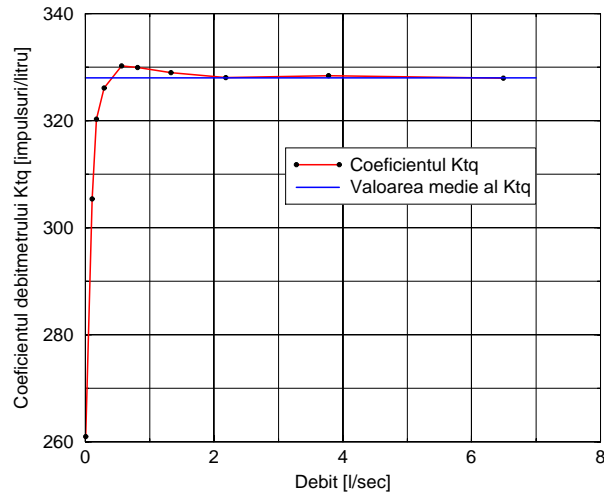


Figura 2. 37. Curba de calibrare a debitmetrului cu turbină

După cum se observă în curba de calibrare a traductorului cu turbină aceasta nu este una liniară până la un debit de 0.7 l/s. Domeniul cuprins între 0 și 0,7 l/s nu se află în domeniul nostru de utilizare, prin urmare coeficientul ce se va insera în programul de achiziție va fi unul corespunzător domeniului nostru de utilizare cuprins între 1 și 5 l/s.

2.3.2. Echipamentele de măsură pentru măsurarea vitezei

2.3.2.1. Tehnici de măsurare a vitezei

Pentru investigarea fenomenului curgerii cu rotație din conul tubului de aspirație au fost dezvoltate mai multe tehnici de investigare. Prin aceste tehnici fie se măsoară profilele de viteză sau câmpul de viteză, fie se măsoară presiunea nestationară pe peretele conului. Pentru măsurarea vitezei medii în con se folosește tehnica Laser Doppler Velocimetry, iar pentru măsurarea unui câmp de viteze se folosește tehnica Particle Image Velocymetry, Beaulieu et al. [16], Tridon et al. [121].

În vederea investigării vitezei într-un anumit punct din conul tubului de aspirație al tubului de aspirație se folosește măsurarea cu LDV. Această metodă este o tehnică de măsură a vitezei neinvazivă, ce poate fi aplicată în fluide transparente cu un indice de refracție omogen. Metoda determină viteza instantanee a particulelor de suspensie ce au fost introduse în fluid înainte, Garg et al. [45].

O schemă simplă de funcționare a LDV este prezentată în figura de mai jos:

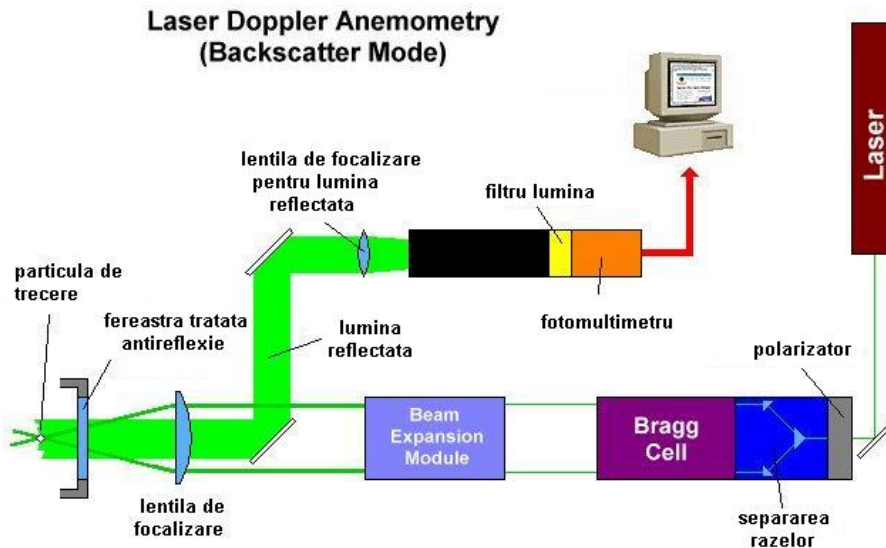


Figura 2. 38. Schema de funcționare al unui LDV

Schema detaliată ce cuprinde traseul razei laser de măsură, dar și componentele măsurării luminii reflectate se prezintă în figura de mai jos:

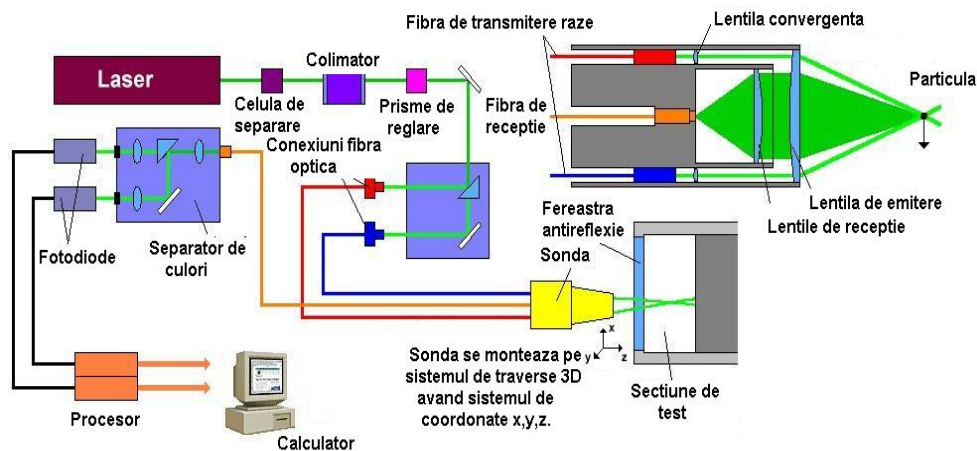


Figura 2. 39. Schema detaliată a sistemului de fibră optică din LDV

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

Pentru măsurarea vitezei particulei din fluidul de lucru se folosește următoarea formulă:

$$V_{particula} = c \cdot [1 - (\lambda_i / \lambda_0)] \quad (2.41)$$

Unde:

- c , constanta de măsurare,
- λ_i , lungimea de undă generată de laser,
- λ_0 , lungimea de undă reflectată de particulă.

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

$$f = V_x / d = [2V_x \cdot \sin(\psi / 2)] / \lambda \quad (2.42)$$

Unde:

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

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

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

Pentru măsurarea vitezelor meridională și tangențială din interiorul secțiunii de test s-a achiziționat un sistem Laser Doppler Velocimetry. Acest sistem permite măsurarea celor două componente ale vitezei într-un punct, cu o eroare de măsură foarte mică dacă se respectă toate regulile impuse de sistemul de măsurare. Pe de asupra LDV poate măsura până la trei componente ale vitezei, Gouin et al. [46]. Toate aceste echipamente vor fi descrise în capitolele următoare, unde vor fi descrise detaliat dar și principiul de funcționare al acestora. În cele ce urmează se va detalia modul de funcționare al acestui tip de aparat dar și datele tehnice ale modelului achiziționat.

2.3.2.2. Prezentarea principiului de funcționare al Laser Doppler Velocimetry

Pentru măsurarea profilelor de viteză în scopul validării rezultatelor numerice cu cele experimentale a fost achiziționat un sistem de măsură LDV. Sistemul LDV este achiziționat de la firma Dantec Dynamics, iar principiul de

măsurare este prezentat în Figura 2. 40. Fiindcă este un sistem de măsură 2D va măsura două profile de viteze:

- viteza meridiană
- viteza tangențială.

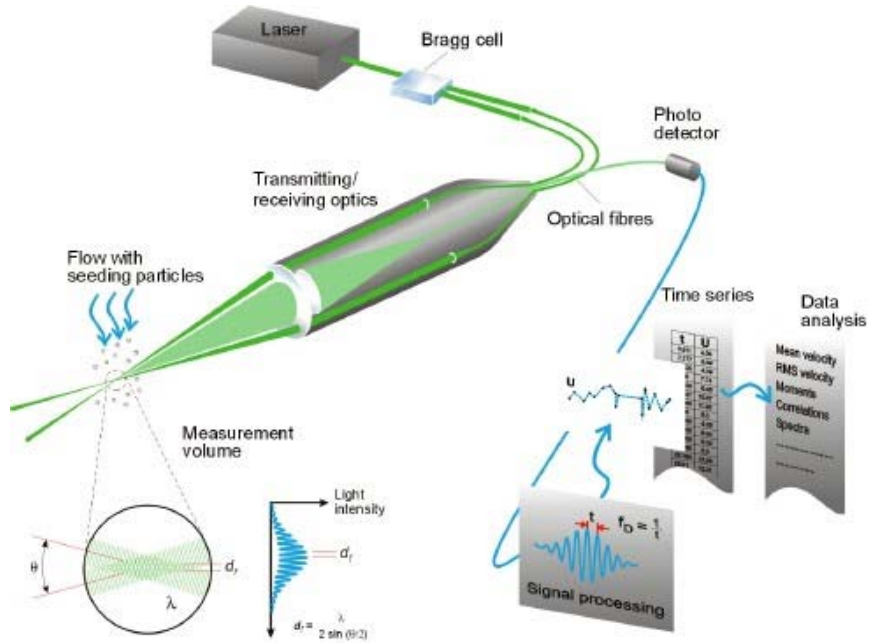


Figura 2. 40. Schița LDV de funcționare și prelucrare a datelor

Este alcătuit din trei părți principale:

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

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

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

Generatorul razei laser.

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

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

Sistemul de divizare al razei

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

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

Sonda de măsură

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

Sistemul de reglare al traverselor

Pentru măsurarea în timp real dintr-o parte în cealaltă a secțiunii noastre de testare este prevăzut un sistem de deplasare 3D. Astfel ansamblul se deplasează după trei axe (x,y,z) cu o acuratețe de deplasare de 0.01 mm. Din software-ul prevăzut pentru deplasarea traverselor se poate regla deplasarea pe fiecare din cele 3 axe și în funcție de mediul de măsurare se poate regla pasul deplasării.

Etape de pornire a sistemului LDV

- 1) Pornirea laserului, a procesorului principal, sistemului de traverse și conectarea la calculator. A se avea grijă ca toate elementele să fie alimentate.
- 2) După ce se introduce stickul necesar rularii programului se porneste aplicația BSA Aplicacion (conexiunea cu procesorul are următoarele seriale: 10.10.100.100-255.0.0.0). Odată pornită aplicația cu click de dreapta pe BSA Aplicacion se conectează cele două procesoare corespunzătoare analizei

de date și sistemului de traverse. Dacă nu se conectează din prima se încerca și a doua oară.

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

Laserul răcit cu aer oferă următoarele caracteristici:

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

Caracteristicile laserului anemometric

Dezvoltarea continuă a laserului cu gaz a făcut posibil utilizarea efectului Doppler în metoda optică neintrusivă pentru a măsura vitezele în gaze, lichide și solide. Metoda este numita Laser Doppler Anemometry sau LDA. Laserele anemometrice sunt instrumente optice non-contact pentru investigarea structurii curgerilor fluidului în gaze și lichide. Aceste instrumente de măsură își datorează existența invenției laserului cu gaz la începutul anilor '60, Adrian [1].

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

- Măsurarea optică non-contact

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

- Fără calibrare

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

- Răspuns direțional bine definit
Cantitatea măsurată prin metoda laserului Doppler este proiecția vectorului vitezei pe direcția de măsurare pe sistemul optic (un răspuns cosinusoidal).
- Rezoluție temporală și spațială ridicată
Optica laserului anemometric este capabilă să definească un volum de măsură foarte mic în așa fel încât să ofere o rezoluție spațială bună și permite măsurarea locală a vitezei. Volumul mic de măsură în combinație cu procesarea rapidă a semnalului electronic permite o bandă largă de măsurare și timp de analiză a măsurărilor fluctuațiilor de viteze. De obicei măsurătorile sunt limitate de concentrația de particule din fluidul măsurat.

Particulele din apă

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

Astfel din proprietățile particulelor putem aminti:

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

În general mișcarea particulelor suspendate în fluid este afectată de:

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

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

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

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

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

Depinzând de natura curgerii, particulele utilizate pentru măsurătorile LDA au diametrele cuprinse între 0.1 și 50 μm .

Alegerea particulelor utilizate depinde de un număr de parametri. În prealabil materialul acestora ar trebui ales luând în considerare fluidul care ar trebui măsurat și laserul disponibil. În general particulele ar trebui alese cât mai mari

posibil pentru a putea imprastia cât mai multa lumină, dar marimea ei este limitată intrucât dacă sunt prea mari nu vor urma curgerea corespunzător. În general marimea maximă a particulei permisă se micșorează cu creșterea vitezei curgerii, turbulentei și gradientilor de viteză.

2.3.2.3. Prezentarea generală a softului de achiziție

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

Softul de achiziție BSA Flow Software poate oferi următoarele informații privind măsurătorile [135]:

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

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

Achiziția de date cu LDA, procedura de pornire pas cu pas:

- Sistemul optic și sistemul de traverse a fost configurat pentru cerințele de măsurare
 - Este folosită o celulă de reflexie de 40MHz
 - Software-ul a găsit procesorul BSA
 - Volumul de măsură este situat într-un punct din curgere
 - Există particule în fluid
- Componentele măsurate

Momentele sunt utilizate pentru a calcula mărimile medii ale valorilor măsurate (o dată statistic) cum ar fi media și RMS pentru probele de viteză, diametrul particulei sau datele anologice de intrare. Parametrii calculați sunt următorii:

- Poziția funcție de cele trei axe de măsură x,y și z. Această poziție are ca și origine de obicei un perete sau o zonă de capăt, iar ca unitate de lungime pentru deplasare este milimetrul.
- Timpul de achiziție este dat în două moduri: timpul de achiziție cumulat pentru toate particulele achiziționate într-un punct sau timpul de trecere prin volumul de probă al fiecărei particule;
- Numarul de probe
- Numarul de măsurători
- Validarea
- Vitezele mediate
- RMS
- Confidența medie
- Confidența RMS
- Asimetria în distribuția de frecvență
- Momentul ortogonal

Acești parametri conțin următoarele date:

- ✓ În poziție sunt trecute coordonatele poziției de măsurare pentru coordonatele x,y,z
- ✓ În timpul de achiziție este trecut timpul de început și de sfârșit al achiziției de date în acea poziție

Principalele marimi se calculează cu următoarele formule:

$$\begin{array}{l} \text{Media} \\ \text{(Mean Velocity)} \end{array} \quad \bar{u} = \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot u_i \quad (2.43)$$

$$\begin{array}{l} \text{Varianța sau} \\ \text{dispersia} \\ \text{(Variance)} \end{array} \quad \sigma^2 = \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot (u_i - \bar{u})^2 \quad (2.44)$$

$$\begin{array}{l} \text{RMS} \\ \text{(Random Mean} \\ \text{Square)} \end{array} \quad \sigma = \sqrt{\sigma^2} \quad (2.45)$$

$$\begin{array}{l} \text{Asimetria în} \\ \text{distribuția de} \\ \text{frecvență} \\ \text{(Skewness)} \end{array} \quad S = \frac{1}{\sigma^3} \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot (u_i - \bar{u})^3 \quad (2.46)$$

$$\begin{array}{l} \text{Planeitatea} \\ \text{(Flatness)} \end{array} \quad F = \frac{1}{\sigma^4} \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot (u_i - \bar{u})^4 \quad (2.47)$$

$$\begin{array}{l} \text{Momentul} \\ \text{ortogonal} \\ \text{(Cross Moments)} \end{array} \quad \overline{u \cdot v} - \bar{u} \cdot \bar{v} = \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot (u_i - \bar{u})(v_i - \bar{v}) \quad (2.48)$$

Factorul ponderii η_i poate fi setat fiecare ca:

$$\begin{array}{l} \eta_i = \frac{1}{N} \\ \eta_i = \frac{t_i}{\sum_{j=0}^{N-1} t_j} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Ponderea aritmetică} \\ \text{Ponderea timpului tranzitat} \end{array}$$

Unde N este numărul de probe de viteză și t_i timpul în care particula trece prin volumul de probă.

Verificarea unei viteze măsurate.

Din măsurarea punctelor din secțiunea divergentă au rezultat o serie de date și graficul repartiției de viteză din histograma de calcul. În continuare se va analiza dacă viteza calculată de program aplică formula de calcul corect. Datele prin care s-au calculat aceste medieri urmează a fi supuse prelucrării pentru a verifica dacă aceste valori se aseamănă cu valoarea medie indicată de soft.

Valoarea medie a vitezei măsurate se calculează după formula:

unde:

- $\eta_i = \frac{1}{N}$, N- numărul de probe măsurate
- u_i - valoarea vitezei din proba

$$\bar{u} = \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i \cdot u_i$$

respectivă

Din valoarea calculată cu LDV pentru punctul doi a rezultat o valoare de 2,441081, iar din calculele noastre cu formulele de mai sus a rezultat o valoare de 2,44113. Diferența de valori fiind la a patra zecimală corectitudinea măsurării poate fi considerată corectă.

Pe lângă valoarea medie a vitezei calculate avem și RMS care are formula:

unde:

- RMS – random mean square
- σ – variația

$$RMS = \sigma = \sqrt{\sigma^2}$$

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

Din măsurătorile cu LDV ne rezultă o valoare a RMS de 0,433008 iar din calcul a rezultat o valoare de 0,433445.

2.3.2.4. Descrierea sistemului LDV utilizat

Laserul utilizat a fost achiziționat în luna mai 2008 de la Dantec Dynamics, prin intermediul distribuitorului acestuia FluxOptica. Odată cu instalarea lui au fost realizate cursuri de pregătire în vederea utilizării cât mai corecte ținând cont că este un sistem optic de măsură sensibil, dar și periculos în același timp. A avut o garanție de un an, în acest timp fiind oferite și serviciile de mentenanță necesare.

Generatorul laser este un laser de Argon răcit cu aer, cu o putere maximă de 300 mW. Laserul emite un fascicol de lumină ce conține mai multe culori. Două culori sunt emise mai puternic și anume: verdele cu o lungime de undă de 514.5 nm și albastrul cu o lungime de undă de 488 nm. Fascicolul de lumină este divizat în două perechi de raze (unele verzi și unele albastre), iar o pereche este șifată cu 40 MHz, în vederea deosebirii celor două semnale. Razele de lumină ajung prin intermediul fibrei optice la sonda de măsură 2D, cu un diametru de \varnothing 60 mm și un diametru al razelor de lumină de \varnothing 2.2 mm. Această sondă folosește o lentilă frontală cu o lungime de focalizare de 160 mm. Sonda este folosită și ca receptor de lumină reflectată ce urmează a fi prelucrată de către procesor. Procesorul utilizat are o frecvență maximă de 100 MHz și conține un fotomultimetru cu amplificator pentru filtrare respectiv amplificare. Funcționează pe baza softului BSA Flow Software ce permite vizualizarea vitezei instantanee. Datele măsurate pot fi exportate în formate pentru MS Excel sau TecPlot.

Odată cu sistemul laser este achiziționat și sistemul de traverse necesar deplasării sondei de măsură. Controlul deplasării se realizează automat datorită integrării în softul de BSA Flow Software. Este un sistem ce se deplasează după cele trei axe X,Y,Z cu o precizie de 0,01 mm.

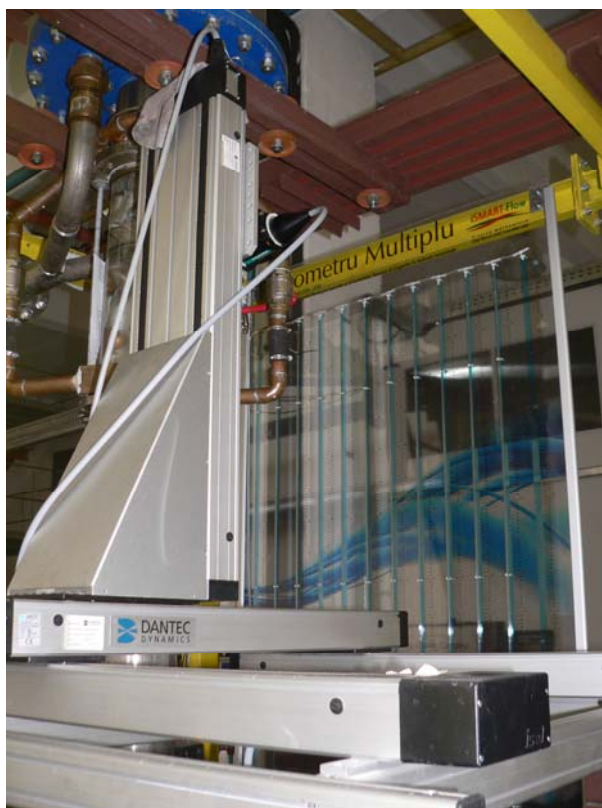


Figura 2. 41. Sistemul de traverse ce însoțește sistemul optic Laser Doppler Velocimetry

Operații pregătitoare înainte de începerea măsurătorilor

LDV este un sistem optic de măsură a profilelor de viteze neinvaziv, fără a afecta volumul de măsură. Este aplicabil în fluidele transparente ce permit inserarea de particule de reflecție și determină viteza instantanee a acestora. Particulele de reflecție trebuie să aibă aceeași densitate ca și fluidul experimental pentru a putea pluti în acesta.

În vederea unei măsurători cât mai corecte, trebuie luate în calcul câteva etape importante:

- Pornirea generatorului razei laser
- Pornirea procesoarelor pentru deplasarea sistemului de traverse și a laserului
- Reglarea sondei.

Pornirea generatorului razei laser se face de la sursa de curent principală. Trebuie avut în vedere că prima dată se porneste sistemul în poziția de oprire a generatorului laser și cu cheia de control pe poziția de oprit. După ce ventilatoarele principale au pornit, se rotește cheia de control pe poziția de funcționare și în panoul de comandă principală se porneste generatorul, dar pe poziția de stand-by. După un interval de 10 secunde, dacă sunt pe poziție deschis toate comutatoarele optice, pe sonda de măsură se vor observa două raze de culori diferite, de intensitate slabă.

Având sistemul de generare funcțional, se vor porni procesoarele. Trebuie avut în vedere că procesoarele să fie legate la toate componentele. Dacă toate

componentele sunt legate corect pe sonda de măsură ar trebui să fie toate cele patru raze de măsură fără a fi pornit programul BSA Flow Software din calculator.

Ultima faza constă în pornirea programului. La o conexiune corectă, după pornirea programului pe cutia procesorului sunt aprinse toate cele trei LED-uri verzi. Pe stația procesorului de deplasare atunci când avem o conexiune corectă trebuie să fie aprinse ledurile corespunzătoare puterii pe fiecare traversă (Power). Dacă aceasta este în poziția de staționare, trebuie să fie aprinse și ledurile corespunzătoare acestora (Home).

După toate aceste etape sistemul LDV este funcțional și pregătit pentru a efectua măsurători. Nu trebuie uitat că înainte de a măsura, din panoul de comandă principal generatorul să fie în poziția de măsurare.

Sistemul LDV este un sistem complex de măsură, iar înainte de a efectua un set de măsurători trebuie ținut cont de mai mulți factori:

- Verificarea semnalului receptat de sondă
- Verificarea funcționării sistemului de traverse
- Reglarea parametrilor principali de măsură

Reglarea semnalului receptat de sondă în programul de măsură se efectuează prin activarea ferestrei de monitorizare. Fereastra corespunzătoare monitorizării se va prezenta în figura de mai jos.

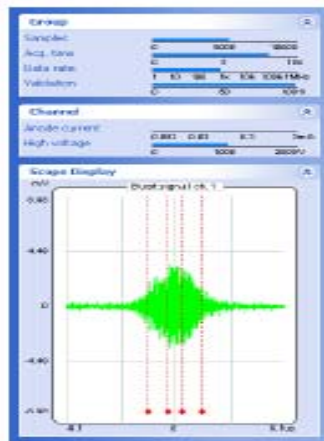


Figura 2. 42. Monitorizarea din BSA Flow Software în timp real

În această fereastră avem următorii parametri:

- Timpul de achiziție
- Numărul de probe măsurate
- Validarea rezultatelor
- Curentul și voltajul pentru fiecare canal în parte.

Fereastra de monitorizare ajută la poziționarea sondei pe perete și verificarea semnalului receptat de sondă. Astfel pentru poziționarea sondei pe un perete se va verifica curentul pentru fiecare canal și semnalul care trebuie să aibă o formă ca cea din figura de mai sus. Tot cu ajutorul acestei monitorizări se va deplasa sonda în ultimul punct de măsură și se va verifica dacă în ultimul punct mai avem semnal. Dacă în ultimele puncte de măsură semnalul este slab se va încerca reglarea sensibilității și a nivelului de zgomot. Pentru sistemul laser achiziționat cu o putere de 300mW sensibilitatea poate varia între 800-1600 în funcție de domeniul de măsură. Intotdeauna numărul de probe măsurate trebuie să fie în corelat cu timpul

de achiziție. Figura următoare prezintă sistemul laser pornit în timpul măsurătorilor, cu cele două procesoare (procesorul pentru prelucrarea datelor și cel de comandă a traverselor):

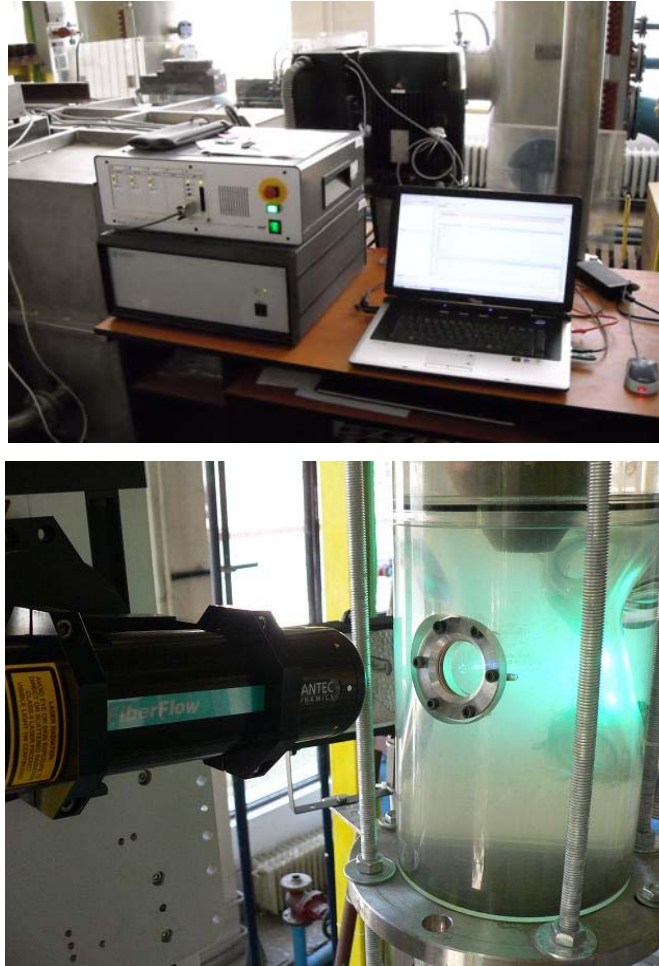


Figura 2. 43. Procesoarele sistemului LDV de achiziție și deplasare în timpul unei măsurători (sus) și sonda laser de măsură

Avantajele principale ale acestei metode de măsurare sunt:

- Posibilitatea măsurării vitezei într-un anumit punct,
- Metodă de măsurare neinvazivă fără a afecta fluidul din secțiunea de testare,
- Precizie mare de măsură cu eroare de sub 1%,
- Determinarea vitezei instantanee.

Dintre dezavantajele sistemului LDV putem aminti:

- Existența unui fluid de măsură cât mai transparent și mai omogen,
- Dificultăți legate de reglarea cât mai precisă,
- Ferestre optice cu tratamente speciale împotriva reflexiei,
- Inserarea de particule de reflexie în fluid având un pret ridicat.

Deoarece marele avantaj al acestei metode este faptul că măsoară cu o precizie ridicată viteza într-un punct, pentru studiul curgerii cu rotație din difuzorul conic al secțiunii noastre de test s-a ales această variantă.

2.3.3. Echipamente de măsură pentru măsurarea presiunii

Sistemul de achiziție de date cuprinde: traductorii de presiune, convectorul, placa de achiziție și un software special conceput pentru partea de măsură. În subcapitolele ce vor urma se va detalia fiecare dintre aceste elemente.

Traductorii de presiune

Traductorii de presiune achiziționați permit măsurarea presiunii nestaționare de pe peretele secțiunii de test.



Figura 2. 44. Traductorul de presiune utilizat

Sunt traductoare de mare precizie fiind realizate de firma Cole-Parmer tipul KH-68074-00 cu următoarele caracteristici:

- precizia de măsurare: $\pm 0,13\%$,
- pot funcționa la temperaturi cuprinse între $-40...+120^{\circ}\text{C}$,
- tensiunea de alimentare poate varia între 12-28V,
- filetul traductorului este de $\frac{1}{4}''$.
- domeniul de măsură al presiunii este cuprins între $-1 \div +1\text{bar}$.
- timpul de răspuns al traductorului 5ms.

Pentru calibrarea din PSI în kPa avem relația:

$$\begin{aligned} -14,7 \times 6,8947 &= -101.35209\text{kPa} \\ 15 \times 6,8947 &= 103.4205\text{kPa} \end{aligned} \quad (2. 49)$$

Transmit un semnal electric la cutia de măsurare cuprins între 0,1-5 V în funcție de presiunea măsurată.

Pentru că timpul de răspuns al unui traductor este de 5ms va rezulta că într-o secundă numărul de eșantionare va fi de 200. Prin urmare am ales ca eșantionare din programul nostru de achiziție de date să fie de 256, iar timpul de măsură se alege astfel încât numărul total al impulsurilor măsurate $i = 256 \times t[\text{sec}]$ să fie egal cu un număr egal cu 2^n . Am ales ca numărul total de impulsuri să fie 2^n pentru că

din aceste numere se poate determina transformata Fourier rapidă pentru determinarea amplitudinii și frecvenței pulsațiilor de presiune.

Placa de achiziție

Placa de achiziție este achiziționată de la National Instruments, conține 32 de canale de intrare analogice și digitale. Acestea sunt recomandate în special pentru teste, control de aplicații sau analiză de date. Software-ul recomandat pentru interfața de control este LabView.

Programul de comandă are rolul de a prelua toate funcțiile mai sus amintite și a le implementa într-o singură unitate care se ocupă atât de măsurarea tuturor marimilor dorite cât și de a controla debitele instalației. Atât semnalele de intrare cât și de ieșire se leagă la o cutie de joncțiuni a cărei vedere este afișată în figura de mai jos.

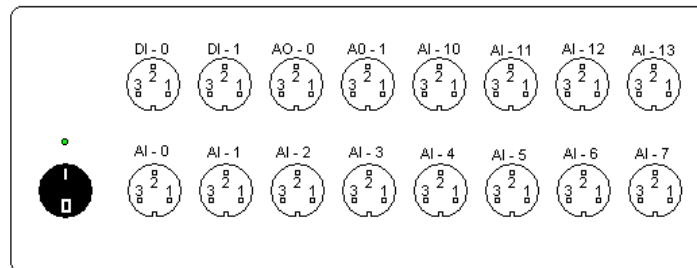


Figura 2. 45. Schema cutiei de joncțiuni

Este obligatoriu ca pe primul canal de măsură al debitului DI – 0 să fie montat semnalul de la debitmetrul cu turbină de pe traseul secundar, iar pe canalul DI – 1 să fie montat semnalul de la debitmetrul electromagnetice. Este necesar deoarece un semnal este în tensiune iar altul este în curent, iar pentru ca amândouă canalele să aibă intrările în tensiune pe un canal s-a montat o rezistență cu rol de convertire de curent în tensiune. La rândul ei schema electrică pentru alimentarea traductoarelor, a achiziției de date, precum și a controlului pompei este următoarea:

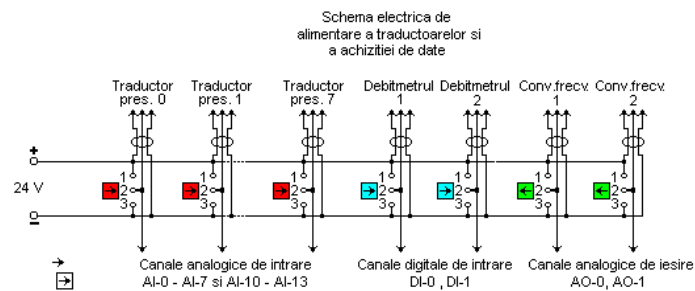


Figura 2. 46. Schema electrică a canalelor cutiei cu joncțiuni

Astfel pentru achiziția de date a traductoarelor de presiune canalul numărul 2 este un canal analogic de intrare, pentru comanda turației pompelor este un canal analogic de ieșire, iar pentru măsurarea debitelor pompelor este un canal digital de intrare.

Pentru achiziția de date se folosește un program dezvoltat cu programul LabView. Pe lângă programul de achiziție de date mai este un program de

prelucrare de date. Astfel în programul prelucrarilor de date se poate salva un fișier de format *.txt*, în care se află valori ale presiunii achiziționate într-o anumită perioadă de timp, dar și spectrul amplitudinilor funcție de frecvență sau mai bine zis transformata Fourier a presiunii. După ce au fost montate toate cele opt traductoare dar și cele două debitmetre schema de legare se exemplifică în figura de mai jos:

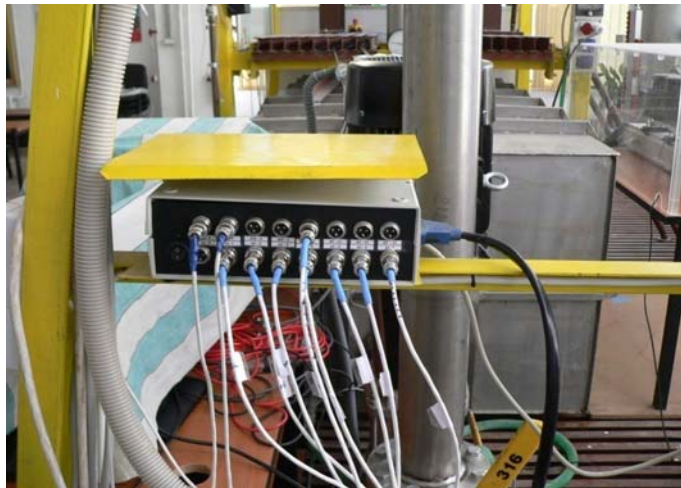


Figura 2. 47. Legarea la canalele cutiei de joncțiuni

Software-ul de măsură

După cum am mai amintit în subcapitolul precedent software-ul necesar măsurării și controlului este dezvoltat în programul LabView. Este astfel implementat încât se pot regla datele achiziționate pentru presiune, respectiv pentru debit. Pentru presiune sunt inserați pentru fiecare traductor coeficienți ce permit alinierea acestora, dar și pentru a putea scoate datele în diferite unități de măsură. Pentru debit se respectă aceeași metodă, iar prin inserarea unor coeficienți se pot calibra sau regla semnalele emise de cele două debitmetre existente.

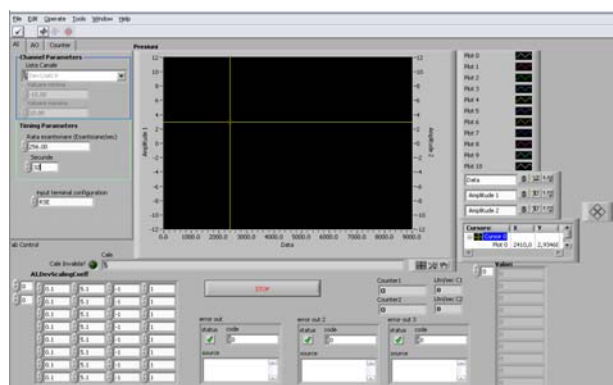


Figura 2. 48. Tabloul de comandă al programului de achiziție de date

Totodată pentru presiune se poate regla timpul de achiziție sau numărul de eșantioane măsurate. Acestea depind de timpul de răspuns al traductorilor montați.

Pentru traductorii achiziționați timpul de răspuns este de 5 msec. Prin urmare rata de eșantionare în programul de măsură nu poate depăși 200 de eșantioane. Un subprogram permite salvarea datelor în formatul dorit sau permite analiza spectrului Fourier al semnalului de presiune măsurat, cu vizualizarea instantanee a acestuia. Această analiză instantanee permite utilizatorului să observe dacă măsurătorile efectuate sunt corecte sau ar trebui repetate.

Investigarea experimentală se va îndrepta înspre analiza vitezei și analiza pulsațiilor de presiune din secțiunea de testare. Pentru măsurarea vitezelor s-a achiziționat sistemul optic de măsură Laser Doppler Velocimetry de mare precizie, capabil a măsura două componente ale vitezei simultan. Profilele de viteză măsurate experimental vor indica zonele de curgere principale corespunzătoare regimului de funcționare cu vârtej funie, dar și a regimurilor de funcționare cu injecție de apă. Pulsațiile de presiune vor fi înregistrate cu ajutorul sistemului de achiziție de date special implementat. Datorită traductorilor de presiune nestaționari care au o clasă de precizie ridicată, dar și un timp de răspuns mic, analiza experimentală se va îndrepta în două direcții: analiza pulsațiilor de presiune și analiza presiunii medii calculate. Din pulsațiile de presiune se va analiza spectrul Fourier pentru determinarea amplitudinii și frecvenței semnalului. Din analiza presiunii medii se va calcula coeficientul de recuperare al presiunii pe lungimea secțiunii de testare.

2.4. Contribuții personale la realizarea standului experimental

În cadrul dezvoltării instalației experimentale și ale echipamentelor de măsură am avut următoarele contribuții personale:

1. participarea la proiectarea și construirea standului experimental din primele faze ale executării până la finalizarea totală a acestuia. În cadrul acestei etape am participat la proiectarea circuitului hidraulic principal și realizarea efectivă a standului începând cu partea de recepție a materialelor, realizarea structurii metalice a standului care a cuprins marcarea, trasarea și sudarea grinzilor de metal, vopsirea, ridicarea și fixarea acestora.
2. proiectarea și realizarea circuitului hidraulic secundar necesar injecției cu jet de apă. În această etapă a fost reproiectată flanșa cilindrică de oțel situată în amonte secțiunii de test pentru a putea fi alimentat jetul interior. De asemenea s-a realizat efectiv circuitul hidraulic secundar ce cuprinde pompa secundară, vane, debitmetrul secundar și inelul secundar de alimentare montat pe flanșa de inox în amonte secțiunii de test.
3. proiectarea secțiunii de test convergent- divergente din plexiglass. Prima dată în atelierul laboratorului de Mașini Hidraulice a fost realizat din plexiglas o secțiune de test. Pe această secțiune de test a fost vizualizat pentru prima dată vârtejul funie și au fost măsurate pulsațiile de presiune în două puncte. A doua etapă a fost aceea de a proiecta o nouă secțiune de test realizată de asemenea tot din plexiglas profilată interior pentru a evita desprinderile de pe pereți. Această etapă s-a încheiat prin trimiterea spre fabricant a coordonatelor punctelor interioare ale secțiunii spre a fi realizată. De asemenea secțiunea de test convergent-divergentă a fost realizată în două forme cu același profil interior. Un model al secțiunii de test a fost proiectată pentru măsurarea vitezelor din interior, iar cealaltă a fost proiectată pentru măsurarea presiunilor la perete.
4. asamblarea și punerea în funcțiune generatorului de curgere cu rotație, a secțiunii de test și a circuitului hidraulic secundar. Fiind realizate toate componentele aparatului de studiu cu rotație, au fost puse în funcțiune. Prin

masurarea turației rotorului liber s-a trasat curba debit principal funcție de turația rotorului liber și s-au stabilit regimurile de lucru pentru măsurari.

5. testarea și instruirea pentru cele două sisteme de măsurare: măsurarea cu Laser Doppler Velocimetry și măsurarea pulsațiilor de presiune. În cazul sistemului optic de măsură s-a participat la recepția echipamentelor, instalarea și instruirea pentru calibrarea și operarea lor. Pentru măsurarea cu sistemul optic Laser Doppler Velocimetry instruirea a fost efectuată de dl. Christian Tanguy din partea firmei producătoare Dantec Dynamics. În cazul sistemului de achiziție al pulsațiilor de presiune am realizat conexiunile electrice cu interfața plăcii de achiziție și s-au stabilit detaliile cu privire la achiziția de date.

3. INVESTIGAREA EXPERIMENTALĂ A CÂMPULUI DE VITEZĂ UTILIZÂND LASER DOPPLER VELOCIMETRY

Investigarea experimentală a câmpului de viteză pentru curgerea cu rotație în secțiunea de test prezentată în Figura 2.24 este realizată cu o metodă modernă neinvazivă ce utilizează anemometrie laser. Echipamentul Laser Doppler Velocimetry este prezentat în Capitolul 2, urmând ca în prezentul capitol să detaliem procedura de măsurare a vitezei de-a lungul celor trei axe reprezentative, pentru care au fost prevăzute ferestrele optice.

Prima dată este prezentat principiul așezării axelor de măsură în secțiunea de test, urmând ca după aceea să fie detaliate reglările aferente standului experimental și a sistemului optic de măsură. Ținând cont că acest sistem optic de măsură este unul de înaltă precizie, reglările aferente acestuia înainte de începerea măsurărilor propriuzise au fost efectuate riguros și cu atenție.

Rezultatele experimentale sunt prezentate adimensional pentru toate cele trei ferestre montate pe secțiune la diferite regimuri de funcționare. Aceste regimuri de funcționare cuprind regimul de curgere cu vârtej funie și alte 8 regimuri de curgere cu diferite debite de injecție. Pentru corectitudinea rezultatelor experimentale s-a măsurat la două regimuri de curgere principale prin adimensionalizarea datelor aceste rezultate trebuind să fie identice. Finalul acestui capitol cuprinde o analiză a măsurărilor de viteză fiind tratate atât vitezele mediate de-a lungul axelor de măsură, dar și fluctuațiile vitezei corespunzătoare fiecărui punct de pe avă de măsură.

Scopul principal al acestor măsurători de viteză a fost acela de a evidenția zona de stagnare care se formează în cazul curgerii cu vârtej funie în zona de mijloc a secțiunii conice divergente. Prin eliminarea acestei zone este eliminat inclusiv vârtejul funie cu pulsațiile de presiune corespunzătoare lui. Analiza profilurilor de viteză evidențiază apariția acestei zone de stagnare la regimul de curgere cu vârtej funie și eliminarea acesteia odată cu injecția de apă în con.

3.1. Axele de investigare a câmpului de viteză

Măsurarea profilurilor de viteză cu ajutorul sistemului optic LDV se va efectua după trei axe de măsură. O axă de măsură va verifica profilul de viteze la intrarea în secțiunea de test, iar celelalte două axe de măsură vor fi utilizate pentru analiza curgerii din secțiunea divergentă. Montarea celor trei axe a ținut cont de următoarele condiții:

- Instalarea axelor de măsură fără a influența curgerea din secțiunea de test;
- Montarea axelor de măsură în zonele principale ale secțiunii de test.

Pentru verificarea profilului de viteze de la intrare în secțiunea de test, axa de măsură a fost montată în zona convergentă, unde avem o curgere dată numai de rotorul liber, și nu este influențată de curgerea cu vârtej funie sau curgerea cu injecție de jet din secțiunea divergentă. Așezarea axei de măsură a fost influențată

de profilul secțiunii, astfel ea a fost montată în punctul de inflexiune, acolo unde curbura profilului secțiunii este zero. Dacă curbura profilului secțiunii este zero înseamnă că în acea zonă profilul este o linie dreaptă. În acest fel, montarea axei nu va influența curgerea prin acea zonă. Axa de măsură va fi perpendiculară pe profilul secțiunii, iar față de intrarea în secțiunea de test, este la o distanță de 52.5 mm. Figura de mai jos prezintă modul de instalare al acestei axe de măsură, dar și fereastra optică montată pe secțiunea de test. Pentru fereastra din secțiunea convergentă se vor măsura 33 de puncte cu un pas de 1 mm de pe fereastra de măsură până pe diuza de injecție. Deplasarea s-a efectuat după axele X și Z, iar ca și denumire această axă am denumit-o W0 sau axa de măsură 0.

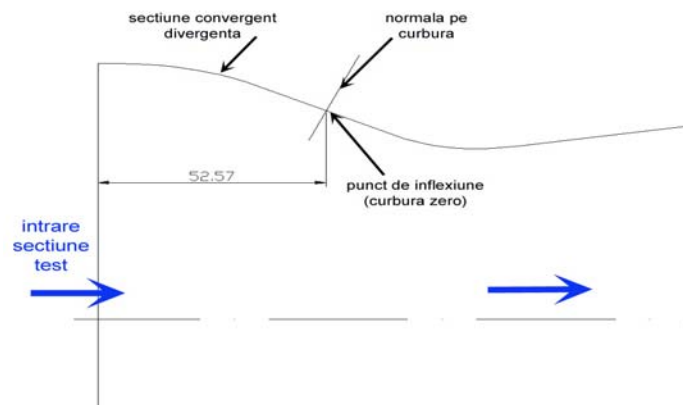


Figura 3. 1. Schița de montare a axei de măsură 0 în secțiunea convergentă

Cele două axe de măsură de analiză montate în partea divergentă a secțiunii de test sunt situate una la intrare, iar cealaltă cu 80 mm mai jos, la ieșire din secțiune. La montarea lor pe secțiune s-a avut în vedere montarea lor cu o influență cât mai mică asupra curgerii. Pentru a nu influența curgerea au fost montate în zona unde profilul secțiunii este unul linear, fiind perpendicularare pe acesta. Axa de măsură situată la intrare în secțiunea divergentă am denumit-o W1 sau axa de măsură 1, iar pe axa de măsură de la ieșirea din secțiune am denumit-o W2 sau axa de măsură 2. Pentru fereastra numărul 1, axa de măsură a conținut 111 puncte la același pas, iar pentru fereastra numărul 2, axa de măsură a conținut 138 de puncte de măsură. În figura de mai sus avem prezentate coordonatele după care s-au efectuat măsurătorile pentru începutul axei de măsură și pentru sfârșitul axei de măsură. Distanța cea mai mare de măsură este pentru fereastra numărul 2, ceea ce impune folosirea unui număr mai mare de particule pentru o mai bună reflecție, precum și o reglare mai fină a caracteristicilor laserului. În acest fel s-au evitat zgometele în măsurarea vitezei și timpul de achiziție a fost rezonabil.

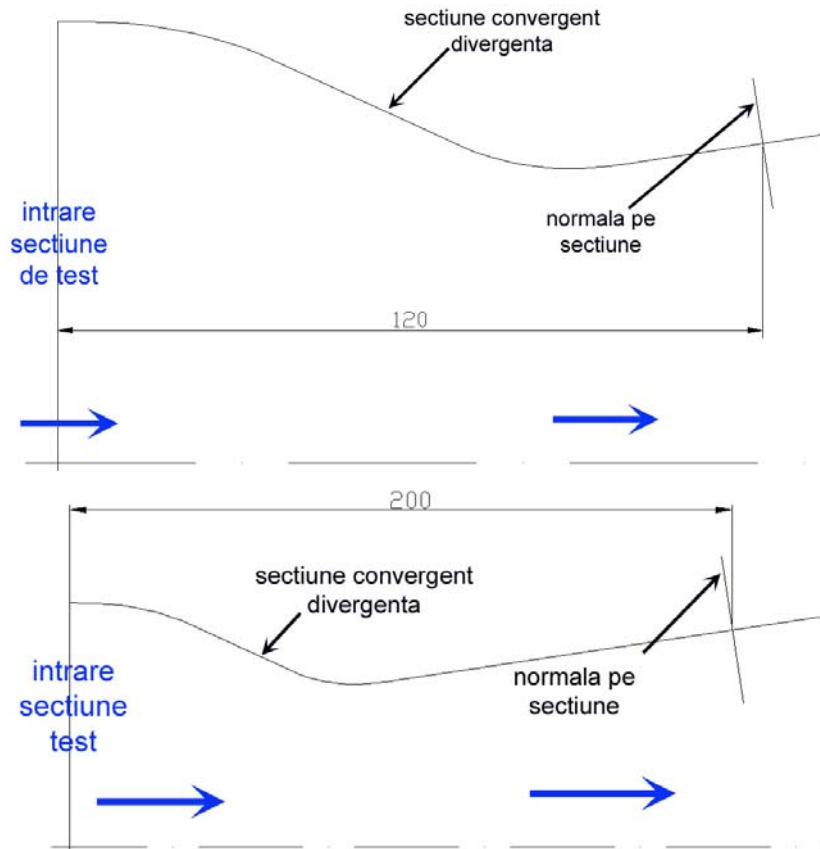


Figura 3. 2. Schița de montarea a axelor de măsură 1 și 2 din secțiunea divergentă

Profilele de viteze s-au măsurat pe cele trei ferestre optice de pe secțiunea convergent-divergentă a secțiunii de test. În schița din figura de mai jos se prezintă denumirea celor trei axe, precum și direcția de măsurare pentru toate cele trei axe de măsură. Fereastra din zona convergentă a fost denumită fereastra 0 (W0) și cum a fost explicat mai sus, servește la verificarea profilelor de viteză meridională și circumferențială înainte de intrarea în secțiunea conică divergentă. Fereastra de la intrarea în secțiunea divergentă a fost denumită fereastra 1 (W1) și va oferi date despre comportarea vitezelor aproape de intrarea în con. Ultima fereastră este denumită fereastra 2 (W2) și va oferi date despre comportarea vitezelor aproape la ieșirea din con. Tot în Figura 3. 3, pe lângă denumirile aferente ferestrelor sunt prezentate și direcțiile de măsură. Măsurătorile încep pe peretele ferestrei optice și continuă până când ajung pe partea opusă pe peretele secțiunii de plexiglas.

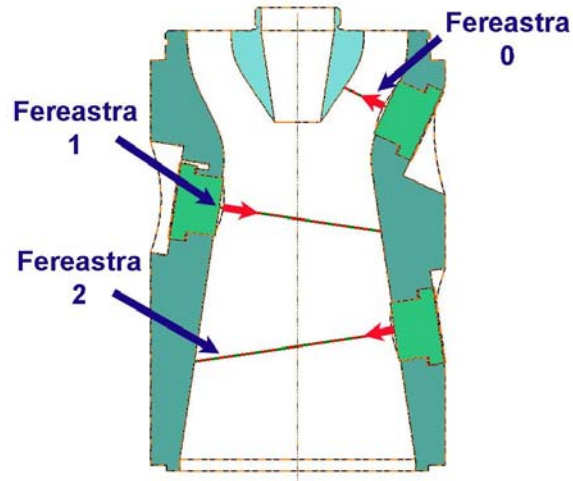


Figura 3. 3. Denumirea celor trei ferestre pe secțiunea de test

În figura de mai jos avem prezentată o imagine în care se măsoară profilele de viteze în zona convergentă. Sonda a fost înclinată la același unghi cu cel al secțiunii după care s-au efectuat reglările optice și de software.

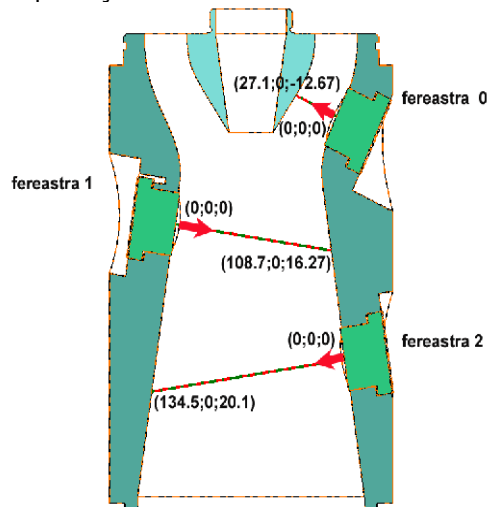


Figura 3. 4. Măsurarea unui profil de viteze în secțiunea convergentă (stanga) și coordonatele 3D de început și sfârșit pentru fiecare fereastra în parte inserate în softul de deplasare al traverselor (dreapta)

Totodată Figura 3. 4, prezintă coordonatele de început și de sfârșit pentru măsurători. Întotdeauna originea măsurătorilor a fost considerată peretele ferestrei optice. Din fereastra optică având originea zero s-a plecat a se măsură, până în momentul când s-a ajuns în peretele celălalt.

3.2. Poziționarea sistemului optic LDV

Laser Doppler Velocimetry este un sistem optic, în consecință este nevoie ca toate elementele componente ale laserului dar și ale secțiunii de test să fie aliniat corect pentru a avea rezultate cât mai corecte. În cele ce urmează se vor prezenta principalele alinieri efectuate atât pentru laser dar și pentru standul experimental.

Alinierea a constat în două operații de aliniere independente:

- Alinierea axelor traseului hidraulic
- Alinierea laserului și axelor de măsură ale acestuia

3.2.1. Alinierea traseului hidraulic

Această aliniere a fost efectuată când toate componentele au fost montate sus. Aceste elemente sunt: rezervorul secundar de uniformizare, secțiunea de test, conducta de legătură și rezervorul principal. În cele ce urmează se prezintă o schemă a principalelor elemente precum și alinierea efectuată.

În Figura 3. 5 se observă că avem trei axe ce trebuie aliniat. O axă este a rezervorului secundar de uniformizare, o alta a secțiunii de testare și a conductei aval, iar ultima axă este aceea a flanșei rezervorului principal. În acest caz, axa flanșei rezervorului principal este axa de referință, deoarece acesta nu se poate deplasa. Axele care se pot regla sunt cele ale secțiunii de test și ale rezervorului secundar. Standul experimental a fost golit de apă până la rezervorul principal și cu ajutorul trolului au fost mutate în așa fel încât să fie aliniat cu o deviație cât mai mică una față de cealaltă. Din alinierea axelor celor trei elemente am ajuns la o deviație de sub 1 mm între cele trei axe.

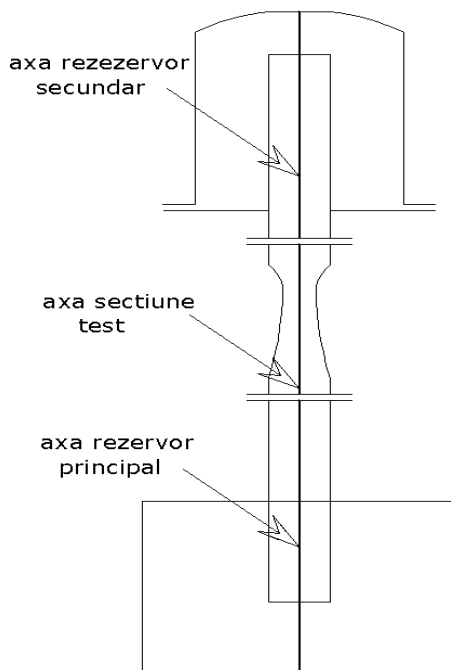


Figura 3. 5. Schița de aliniere a sistemului hidraulic

Fiind reglată partea de stand experimental s-a efectuat alinierea LDV. Principalele alinieri ale laserului au constat în:

- Centrarea manipuloarelor pentru fiecare rază în parte
- Centarerea pe verticală a sistemului de traverse.
- Centrarea sondei laser pe axa de măsură a secțiunii de test
- Centrarea razelor laser pe fereastră împreună cu fasciculele de reflexie.

3.2.2. Centrarea sondei laser pe axa de măsură a secțiunii de test

Pentru exemplificarea centrării sondei laser pe axa de măsură avem schița din figura de mai jos.

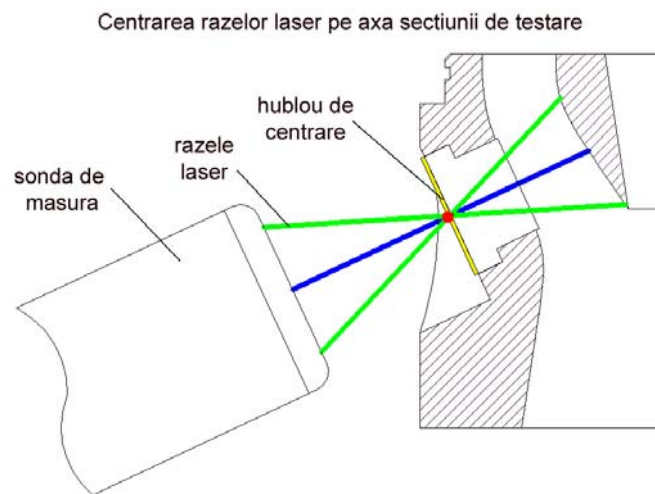


Figura 3. 6. Schița de centrare a razei laser pe fereastra de măsură

Pentru centrarea sondei pe aceeași axă cu cea a secțiunii de test se va folosi un hublou care se va monta pe fereastra de măsură. Hubloul este confecționat din hârtie, în centru având o gaură de 1 mm. Când razele laser se întâlnesc în acel punct, în spatele lor trebuie să se observe toate cele patru raze. Atunci va însemna că sonda laser este pe aceeași axă de măsură cu secțiunea de test.

3.2.3. Centrarea manipuloarelor pentru fiecare rază laser

Manipuloarele au rol de a împărți lumina provenită de la generatorul laser în două culori (verde corespunzător și albastru corespunzător). Prin centrarea sondelor se obține intensitatea razelor laser pentru fiecare în parte. Reglarea constă în reglarea unghiului și reglarea axelor sondei față de dispozitivul de recepție a luminii. Aceste reglaje se fac numai la începerea sesiunilor de măsurători, după care se fixează cu ajutorul dispozitivelor de fixare la valoarea optimă.

3.2.4. Centrarea pe verticală a sistemului de traverse

Această centrare a constat în principal în poziționarea pe poziție verticală a traversei care se deplasează pe axa Z, precum și poziționarea axei X și Y pe orizontală. În acest fel se va alinia cu axa secțiunii de testare. În figura de mai jos

avem prezentată o schemă a sistemului de traverse în care se găsește centrarea pe verticală și pe orizontală.

Între axa secțiunii de testare și axa verticală a sistemului de traverse trebuie să fie impusă condiția de paralelism, cu o deviație cât mai mică între ele. Pentru că axa secțiunii de testare a fost deja centrată înainte singura modalitate de reglare rămâne din axa verticală a sistemului de traverse. Alinierea s-a realizat prin montarea unor bucse la baza sistemului.

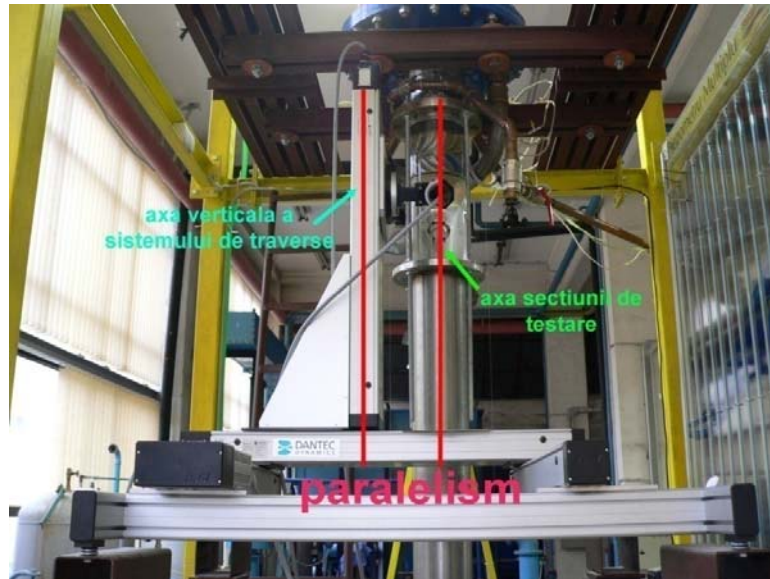


Figura 3. 7. Centrarea pe verticală a sistemului de traverse cu cel al traseului hidraulic

3.2.5. Centrarea fasciculelor de reflexie pe sondă.

În cazul unei bune măsurători pe lângă razele laser ce sunt generate, pe lentila de măsură se vor observa și raze rezultate în urma reflexiei. Acestea sunt de slabă intensitate și pot fi observate numai atunci când laserul este în poziția de măsurare. Razele de reflexie trebuie să fie pe aceeași axă cu razele principale. Pentru observare s-a construit un dispozitiv special pe care se pot regla razele principale și razele de reflexie.



Figura 3. 8. Reglarea unghiulară a sondei față de secțiunea de test

Pentru reglarea razelor verticale se va roti secțiunea până când razele principale și de reflexie se găsesc pe aceeași axă. Pe dispozitivul construit se pot observa atât razele emise de sonda laser cât și razele reflectate dar mult mai slab.



Figura 3. 9. Reglarea sondei la unghiul de rotație potrivit

Pentru reglarea razelor orizontale se va roti sonda din sistemul de rotire unghiular al acesteia. Operația este asemănătoare ca pentru razele verticale. Se va roti în așa fel încât pe dispozitivul de verificare razele emise să fie pe aceeași axă cu razele reflectate. Trebuie amintit faptul că pentru cele două reglări, razele de reflexie trebuie să fie simetrice față de centrul sondei sau cel al dispozitivului de verificare.

Pentru reglarea celuilalt set de raze se va regla unghiul de inclinare al sondei de măsură.



Figura 3. 10. Reglarea sondei la înclinarea corespunzătoare

3.3. Achiziția de date primare

Softul achiziționat odată cu sistemul laser este unul complex ce permite atât măsurarea celor două profile de viteze cât și deplasarea sistemului 3D de deplasare al sondei.

Datele pot fi procesate în două moduri diferite:

- prelucrarea datelor pentru fiecare particulă în parte
- determinarea vitezei medii din analiza vitezei tuturor particulelor ce au fost măsurate.

Din prelucrarea datelor pentru fiecare particulă în parte se trasează o histogramă, din care va rezulta o valoare medie a vitezei în acel punct. În figura de mai jos se prezintă o astfel de histogramă, atât pentru viteza meridiană, cât și pentru cea circumferențială. Cu linia roșie avem viteza medie calculată instantaneu și se modifică funcție de viteza particulelor ce urmează a fi măsurate.

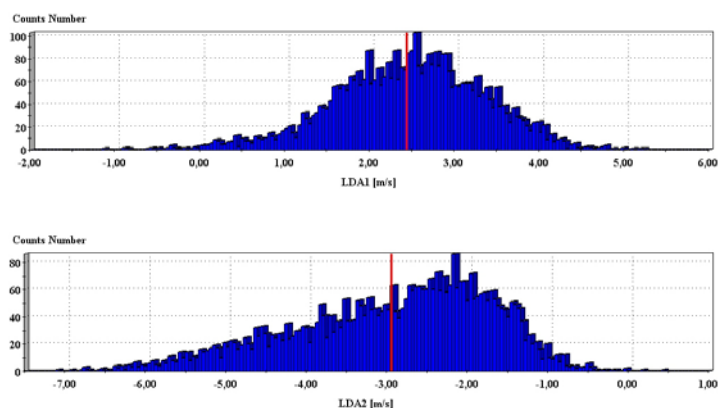


Figura 3. 11. Histograma celor două viteze măsurate într-un punct

Din această histogramă, viteza medie se va calcula cu formula:

$$\bar{u} = \sum_{i=0}^{N-1} \frac{1}{N} \cdot u_i \quad (3.1)$$

Unde:

- \bar{u} , este viteza medie calculată,
- N , numărul de probe măsurate,
- u_i , viteza măsurată la un moment dat pentru o probă.

Acest mod de procesare servește măsurării unui profil de viteze de-a lungul unei axe de măsură dintr-un punct în altul. Principiul de oprire al măsurării în punctul respectiv poate fi setat funcție de numărul de particule măsurate sau funcție de un anumit timp de achiziție. Un alt mod de procesare a semnalului este acela al trasării graficului vitezei particulei funcție de timp exemplificat în figura de mai jos:

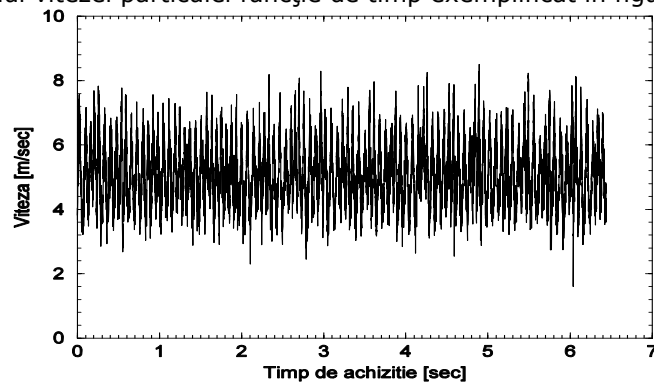


Figura 3. 12. Viteza funcție de timp pentru un punct de măsură

Semnalul este dat pentru fiecare viteză în parte și conține date despre viteza particulei, timpul la care a trecut prin volumul de probă și timpul corespunzător trecerii prin volumul de probă. Fiind un semnal ce are o anumită periodicitate poate fi folosit pentru determinarea amplitudinii și frecvenței vitezei folosind transformata Fourier. O prelucrare de semnal corectă este prezentată în Figura 3. 13 (stanga):

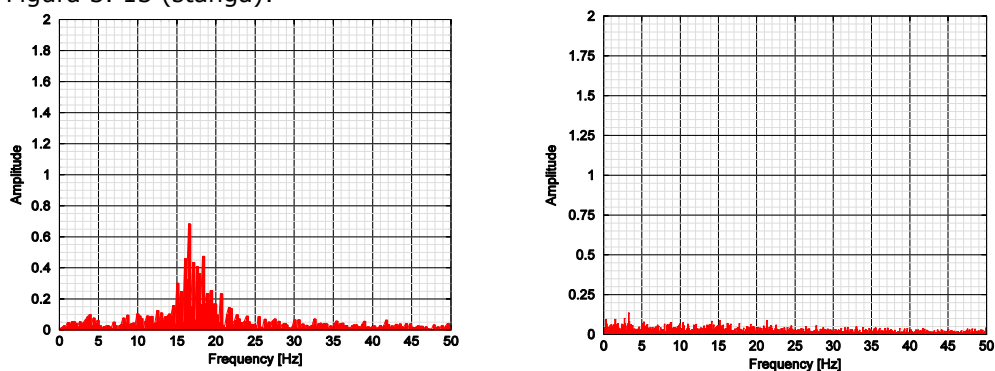


Figura 3. 13. Transformata Fourier a semnalului viteză funcție de timp, stanga- reglarea corectă a întregului sistem optic, dreapta- reglarea incorectă a sistemului optic

Această modalitate de prelucrare a datelor măsurate ține cont în mare măsură de semnalul măsurat. Astfel dacă sistemul optic nu este reglat corespunzător, semnalul poate avea mult zgomot și astfel datele nu mai sunt concludente. Figura 3. 13 (dreapta) prezintă un astfel de semnal cu zgomot din care nu se poate deosebi un vârf de amplitudine cu o frecvență corespunzătoare. Reglarea pentru un semnal cât mai curat ține atât de centrarea mecanică a sondei, precum și de reglările din programul software utilizat.

3.3.1. Campania de măsurători și regimurile de funcționare

Pe lângă reglările sistemului laser necesare măsurării, caracteristicile la care a funcționat standul experimental au fost următoarele:

- Presiunea de la manometrul rezervorului la care s-au efectuat măsurătorile a fost efectuate măsurătorile a fost de 0,45 bar, prin urmare măsurătorile au fost efectuate în suprapresiune. Figura 3.14 prezintă amplasarea manometrului pe stand;
- Turația pentru debitul de 30 l/s a fost de 925 rpm, iar pentru debitul de 25 l/s a fost de 785 rot/min;
- Standul experimental a fost aerisit înainte, iar în apă au fost introduse particule de argint necesare măsurării cu laser. Particulele folosite au avut un diametru de 10 μm , fiind cele mai indicate în cazul apei și la vitezele ce trebuie măsurate;
- Debitul de pe traseul principal și de pe cel secundar au fost citite cu programul de achiziție de date destinat special stațiunii experimentale;
- Numărul de eșantioane măsurate a fost de 10000 respectiv 5000 pentru fiecare punct de măsură în funcție de fereastra măsurată. Pentru fereastra 0 și fereastra 1 a fost stabilit ca să fie măsurate un număr de 10,000 de eșantioane de viteză, iar pentru fereastra 2 au fost măsurate 5,000 de eșantioane. Pentru ultima fereastră a fost ales un număr mai mic de probe măsurate deoarece axa de măsură are o lungime mai mare și instabilitatea produsă de curgerea cu rotație în acea zonă este mai pronunțată. Prin urmare dacă păstrăm același timp de achiziție corespunzător ferestrelor 0 și 1 sunt măsurate mult mai puține eșantioane. Așadar pentru fereastra 2 a fost suficient un număr de 5000 de eșantioane achiziționate fără a depăși timpul de achiziție similar pentru toate ferestrele investigate.

Regimurile de curgere prezentate în acest capitol sunt prezentate în următorul tabel:

Tabel 1. Parametrii principali de funcționare pentru standul experimental și ai sistemului de măsură

Q_{pompa}	25l/s; 30 l/s
Q_{jet}	0%; 5%; 7,5%; 8,5%; 10%; 10,6%; 11,2%; 11,5% și 13% din Q_{pompa}
N_a	10,000 sau 5,000 eșantioane măsurate (viteze instantanee) pentru punct de pe axa de măsură
N_s	2 de seturi pentru fiecare regim de funcționare
t_a	20 de secunde timpul maxim de achiziție pentru fiecare punct de pe axa de măsură

Măsurătorile au fost efectuate cu o întârziere de 5 secunde pentru fiecare punct în scopul evitării măsurării vibrațiilor induse de deplasarea sondei. De

asemenea pentru corectitudinea măsurătorilor, toate datele vor fi adimensionalizate și vor fi două regimuri principale de curgere, debitul jetului fiind calculat procent din debitul principal.

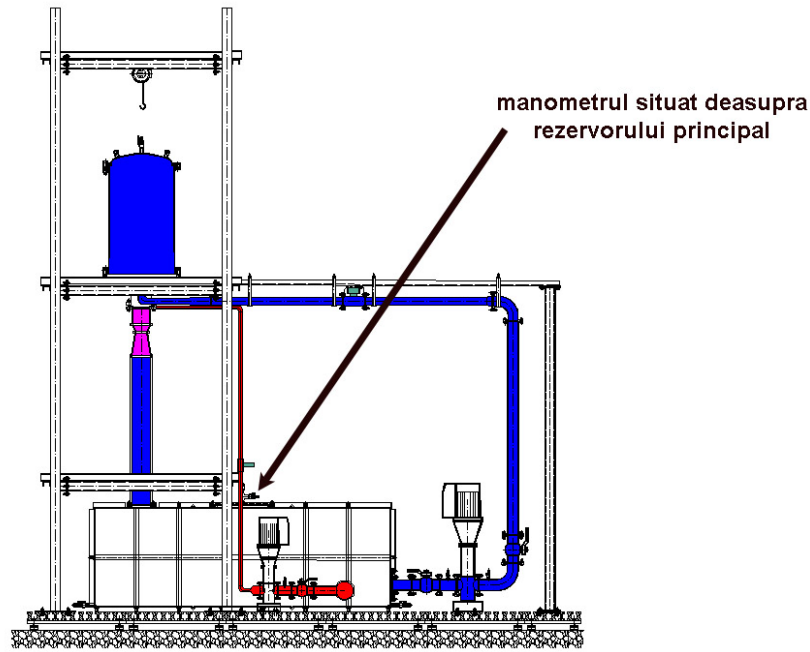


Figura 3. 14. Amplasarea manometrului pe stand pentru verificarea presiunii

3.3.2. Adimensionalizarea datelor experimentale

Toate măsurătorile sunt efectuate la două debite de funcționare: unul la 25 l/s, iar celalalt la 30 l/s. Graficele corespunzătoare măsurării profilelor de viteze contin: lungimea axei de măsură și viteza măsurată. Lungimea axei de măsură este dată de:

$$L_i = \sqrt{x_i^2 + z_i^2} \quad (3.2)$$

Unde:

- X_i , este coordonata punctului măsurat după axa X
- Z_i , este coordonata punctului măsurat după axa Z.

Această lungime a fost adimensionalizată cu raza minimă corespunzătoare secțiunii convergent-divergente.

$$L_{adim} = \frac{L_i}{R_{gat}} \quad (3.3)$$

Unde $R_{gat}=0,05$ m.

Atât viteza circumferențială cât și cea meridiană au fost adimensionalizate cu viteza din zona minimă corespunzătoare secțiunii convergent-divergente.

$$v_{gat} = \frac{Q_{funct}}{\pi \cdot R_{gat}^2} \quad (3.4)$$

$$v_{a\ dim} = \frac{v_i}{v_{gat}} \quad (3.5)$$

Fiecare grafic mai conține și banda de erori sau variația medie pătratică ce a fost denumită u_{RMS} . u_{RMS} a fost calculată cu următoarea ecuație:

$$u_{RMS} = \sqrt{\sum_{i=0}^{N-1} \frac{1}{N} \cdot (u_i - \bar{u})^2} \quad (3.6)$$

La rândul ei a fost adimensionalizată cu viteza medie din gât:

$$u_{RMSa\ dim} = \frac{u_{RMS}}{v_{gat}} \quad (3.7)$$

Pentru o validare cât mai precisă a măsurătorilor au fost efectuate 2 seturi. Unul la 30 l/s și altul la 25 l/s, după care au fost adimesionalizate conform formulelor de calcul exemplificate mai sus. Astfel toate graficele conțin o suprapunere a profilelor de viteze adimensionalizate pentru debitele amintite.

3.4. Procesarea și verificarea datelor experimentale

Primele teste efectuate pentru măsurarea profilelor de viteză au constat în compararea vitezei măsurate de sondă în condițiile impuse de noi cu măsurători de verificare sau date extrase din partea de calcul numeric. În acest fel s-a dorit validarea sistemului de măsură LDV și efectuarea în continuare a măsurătorilor profilelor de viteză pentru celelalte regimuri de funcționare.

3.4.1. Verificarea adimensională la diferite debite de funcționare

Pentru validarea rezultatelor măsurate a fost nevoie de verificări pentru a vedea dacă la mai multe măsurători efectuate se păstrează aceleași valori ale vitezei măsurate. Prima verificare a constat în măsurarea a diferite debite de funcționare. Cu ajutorul pompei principale cu turație variabilă au fost măsurate profilele de viteze la 15 l/s, 20 l/s, 25 l/s și 30 l/s. După măsurare și prelucrarea datelor experimentale, profilele de viteze corespunzătoare vitezei meridionale și circumferențiale au fost împărțite cu viteza din zona din gât corespunzătoare fiecărui debit de funcționare.

Pentru abscisă am aplicat formula:

$$x = \frac{R_{gat}}{L_{axamasura}} = \frac{0.05}{L_{axamasura}} [-] \quad (3.8)$$

Pentru ordonată am adimensionalizat cu formula:

$$y = \frac{v_{m^*} \cdot u_{masurat}}{v_{gat}} [-] \quad (3.9)$$

În graficul următor se vor prezenta profilele de viteze adimensionalizate:

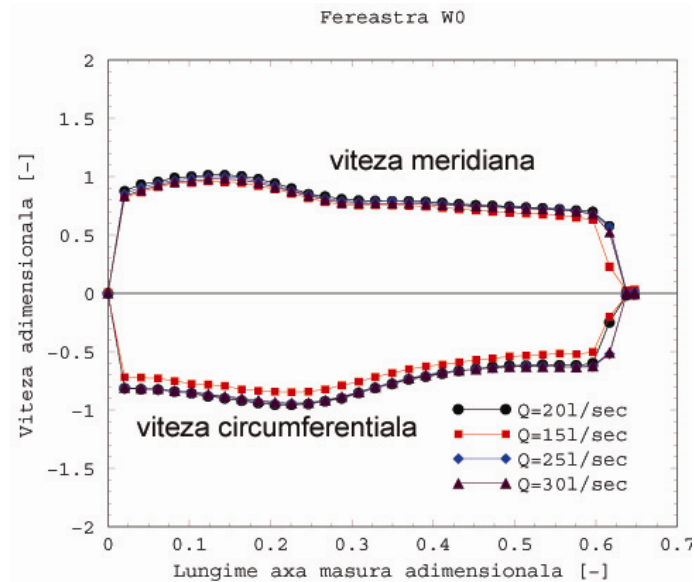


Figura 3. 15. Validarea profilurilor de viteză prin măsurarea la mai multe debite și adimensionalizare

Viteza din gât s-a calculat pentru fiecare debit în parte. Vitezele din zona de gât sunt următoarele:

$$Q = 151 / \text{sec} \Rightarrow V_{\text{gat}} = 1,909 \text{ m / sec} \quad (3. 10)$$

$$Q = 201 / \text{sec} \Rightarrow V_{\text{gat}} = 2,5465 \text{ m / sec} \quad (3. 11)$$

$$Q = 251 / \text{sec} \Rightarrow V_{\text{gat}} = 3,1831 \text{ m / sec} \quad (3. 12)$$

$$Q = 301 / \text{sec} \Rightarrow V_{\text{gat}} = 3,8197 \text{ m / sec} \quad (3. 13)$$

După adimensionalizare se observă o asemănare perfectă între toate cele patru profile de viteze măsurate. Prin urmare o primă validare a măsurătorilor este efectuată din care rezultă că profilele de viteze măsurate de laser sunt corecte.

3.4.2. Verificarea vitezei medii măsurate cu cea calculată

Încă o verificare efectuată între valorile obținute pe cale numerică și valorile obținute pe cale experimentală a fost aceea a comparării vitezelor medii meridiane (în cazul de față viteza debitantă) pe secțiunea convergentă. Această verificare s-a efectuat pentru un debit principal de 30 l/s măsurat cu debitmetrul electromagnetic pe standul experimental și simularea numerică 2D axial simetrică efectuată în programul de calcul Fluent. Verificarea a fost efectuată pentru fereastra situată în zona convergentă a secțiunii de test.

În cazul simulării numerice viteza medie a fost obținută prin: Report/Surface Integrals/Vertex Average/Survey 0. Pentru codul Fluent, viteza medie raportată la axa din zona convergentă $V_{m,debit}^* = 3.17 \text{ m/s}$. În cazul măsurătorii experimentale cu Laser Doppler Velocimetry $V_{m,debit}^* = 3.22 \text{ m/s}$. Diferența dintre cele două valori se va corecta cu ajutorul formulelor de calcul pentru rotirea sondei. Viteza medie pentru măsurătorile experimentale a fost calculată cu următoarea formulă:

$$V_{m,med}^* = \frac{\sum v_m^* \cdot r}{\sum r} \quad (3.14)$$

Unde r , reprezintă raza de la punctul măsurat la axa de simetrie a secțiunii de măsură.

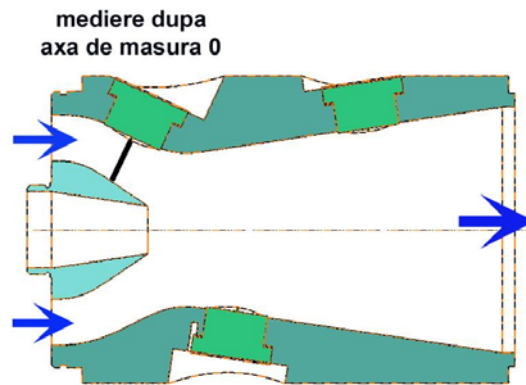


Figura 3. 16. Viteza mediată după axa de măsură din zona convergentă a secțiunii de test

3.4.3. Verificarea vitezei prin rotirea sondei de măsură cu un anumit unghi

O altă validare a profilurilor de viteze măsurate a fost aceea a rotirii sondei de măsură cu un unghi prestabilit și verificarea profilului de viteză rezultat cu cel măsurat în poziția inițială. Pentru acest caz a fost efectuată o măsurătoare cu sonda la poziția inițială. Această poziție inițială am definit-o ca poziția cu unghi zero. După aceasta au fost efectuate încă două măsurători una la un unghi de 5 grade iar cealaltă la un unghi de -5 grade. Din analiza acestor măsurători am trasat următorul grafic corespunzător vitezei meridiene și circumferențiale.



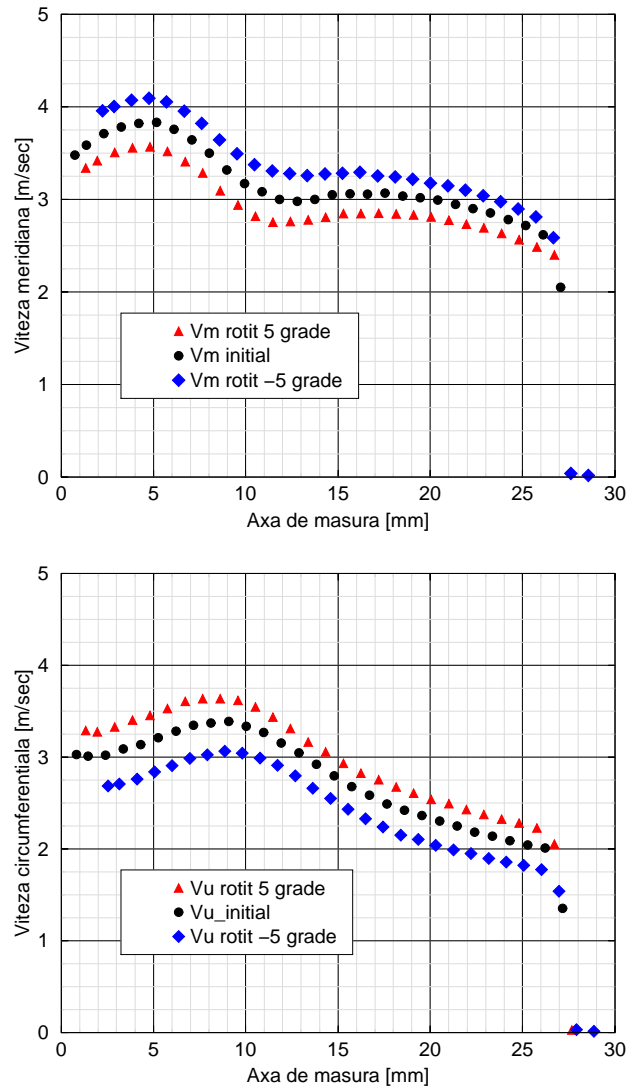


Figura 3. 17. Modul de rotire al sondei în vederea verificării vitezei și profilele meridiane și circumferențiale rezultate din rotirea sondei la un anumit unghi

Aplicând următoarele formule de calcul:

$$\begin{aligned} V_{\dot{m}} &= V_m \cdot \cos a + V_u \cdot \sin a \\ V_{\dot{u}} &= V_m \cdot \sin a + V_u \cdot \cos a \end{aligned} \quad (3. 15)$$

Unde:

- $V_{\dot{m}}, V_{\dot{u}}$, proiecția vitezei pe normala la axa de măsură,
- V_m, V_u , viteza meridională și circumferențială măsurată,
- a , unghiul de rotire al sondei.

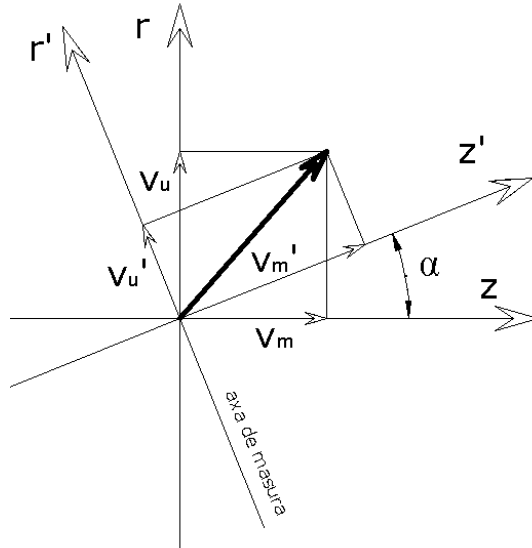
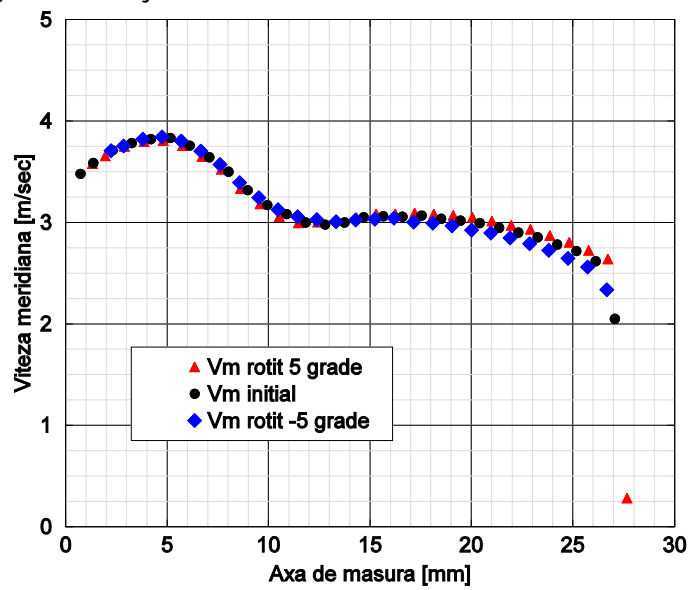


Figura 3. 18. Schita de calcul a proiectiilor vitezei

Dacă aplicăm aceste relații la profilele de viteze la +5 și -5 grade va rezulta graficul din figura de mai jos:



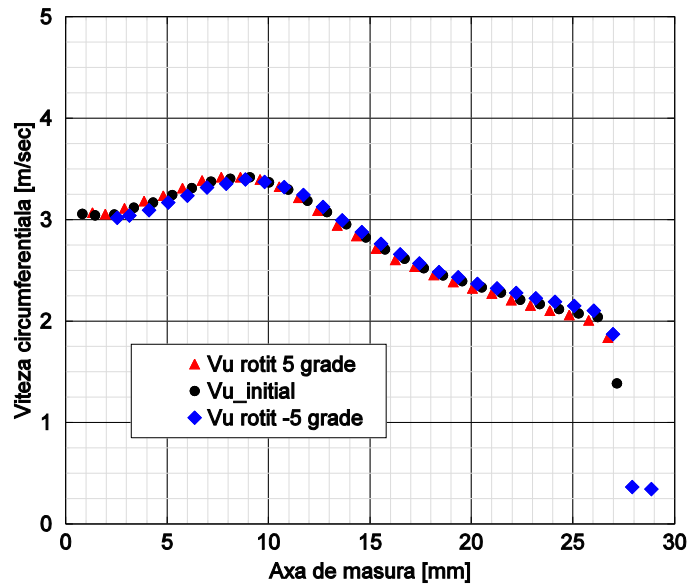


Figura 3. 19. Profilele de viteze meridiane și circumferențiale rezultate din calculul proiecțiilor vitezelor

Din aplicarea formulelor de calcul a rezultat o suprapunere corectă atât pentru viteza meridiană cât și pentru viteza circumferențială. Se observă diferențe la începutul unei măsurători față de cealaltă pe axa de măsură. Aceasta se datorează faptului că la rotirea sondei a fost nevoie de scoaterea ei din sistemul de prindere. Astfel la montarea la un alt unghi sonda s-a deplasat fie în spate sau în față cu câțiva milimetri fiind dificil de montat exact în poziția inițială.

3.5. Rezultatele măsurătorilor experimentale

Graficele prezentate în acest subcapitol vor fi prima dată pentru fereastra W0 din zona convergentă. În această zonă indiferent de tipul curgerii din con, dacă se păstrează același debit principal, profilele de viteză meridian și circumferențial sunt la fel. Aceste profile de viteză după cum s-a amintit și anterior servesc la verificarea vitezei înainte de a intra în partea divergentă a conului, dar servesc și la validarea cu simularea numerică. Astfel se poate observa dacă întreg generatorul de curgere cu rotație a fost calculat corect. După prezentarea profilelor de viteze pentru W0 se vor prezenta vitezele măsurate pentru ferestrele W1 și W2 la mai multe regimuri de curgere.

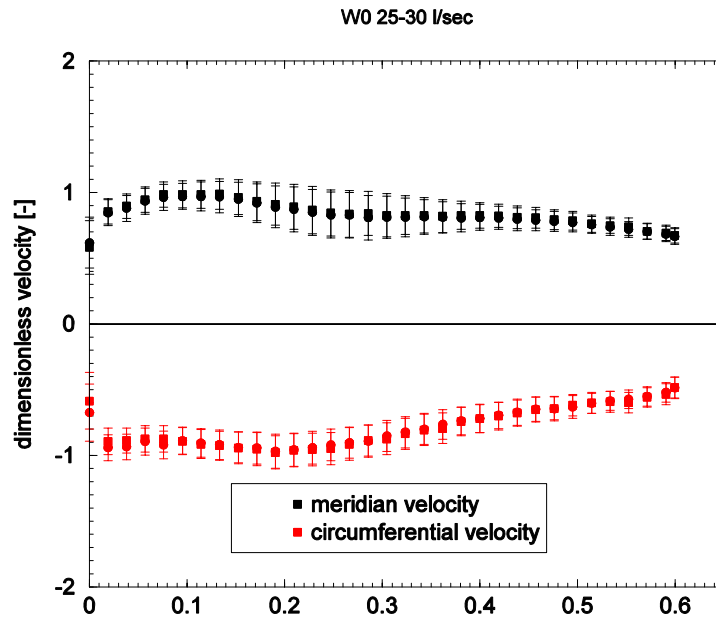


Figura 3. 20. Fereastra 0 pentru 25 l/s și 30 l/s

Primul grafic corespunde profilelor de viteză pentru fereastra 0 din secțiunea convergentă. Pe această fereastră numărul de probe măsurate a fost de 10000 datorită distanței mici ce a trebuit măsurată. Cu negru este reprezentat profilul meridian de viteză, iar cu roșu profilul vitezei tangențiale. Viteza tangențială este negativă datorită rotirii sondei. Pe profilul meridian observăm o mărire a bandei de erori la mijlocul profilului măsurat. Acesta se datorează zonei de trecere de la regimul de pompă la regimul de turbină al rotorului liber, ținând cont că la periferie rotorul liber funcționează ca pompă, iar la butuc funcționează ca turbină.

Figura 3. 21 prezintă profilele de viteze corespunzătoare ferestrei 1 pentru varianta fără jet. Numărul de probe măsurate pentru fereastra 1 a fost de 10000 cu un timp de achiziție de maximum 25 de secunde. În zona de mijloc, profilul vitezei meridonale are o valoare a vitezei ce scade până la valoarea 0 ceea ce înseamnă că avem o zonă cu deficit de viteză. Pe profilul vitezei tangențiale observăm că banda de erori se mărește în mijloc ceea ce înseamnă fluctuații mari ale vitezei în acea zonă. Pentru că nu avem un palier de zero al vitezei tangențiale, curgerea din zona de mijloc este una solid-rigidă.

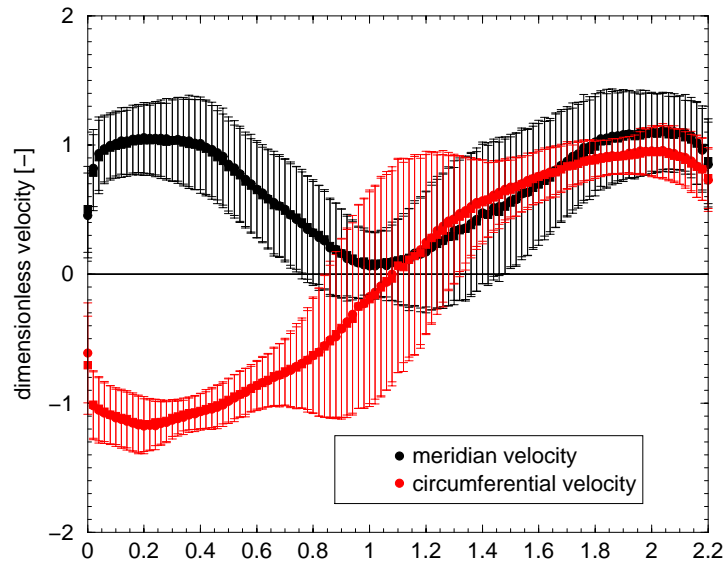


Figura 3. 21. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 1, fără jet, pentru 25 l/s și 30 l/s

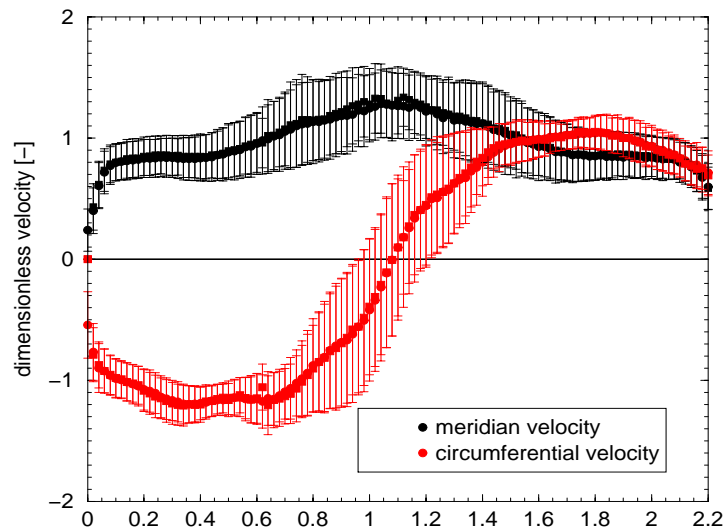


Figura 3. 22. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 1, $Q_{jet}/Q_{funct}=5\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

Atunci când se injectează jetul la valoarea minimă observăm o creștere a vitezei meridiene în zona de centru, ce conduce la dispariția zonei cu deficit de viteză. Odată cu creșterea vitezei în mijloc scade și banda de erori pentru viteza tangențială deci implicit variațiile de viteză sunt mult mai mici.

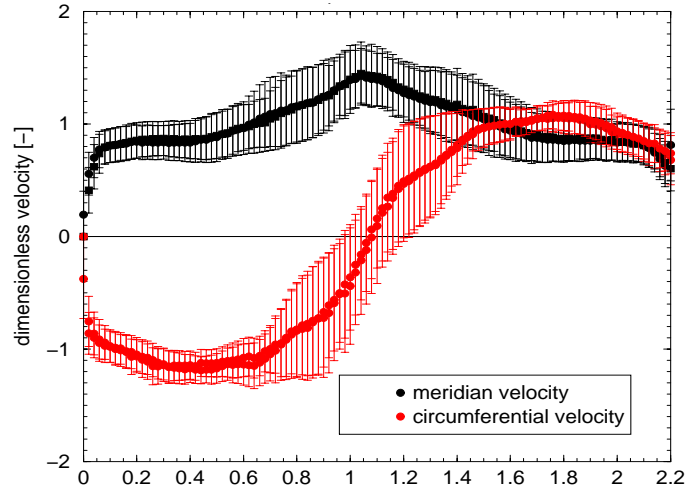


Figura 3. 23. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra1, $Q_{jet}/Q_{funct}=7\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

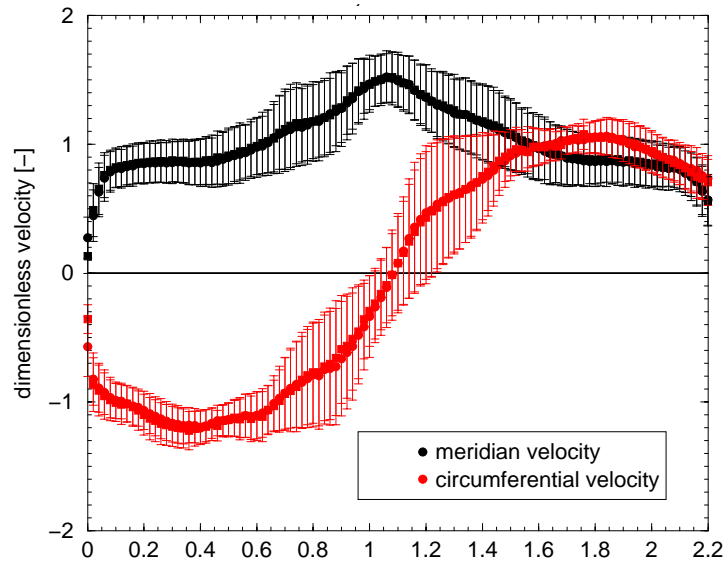


Figura 3. 24. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 1, $Q_{jet}/Q_{funct}=8.5\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

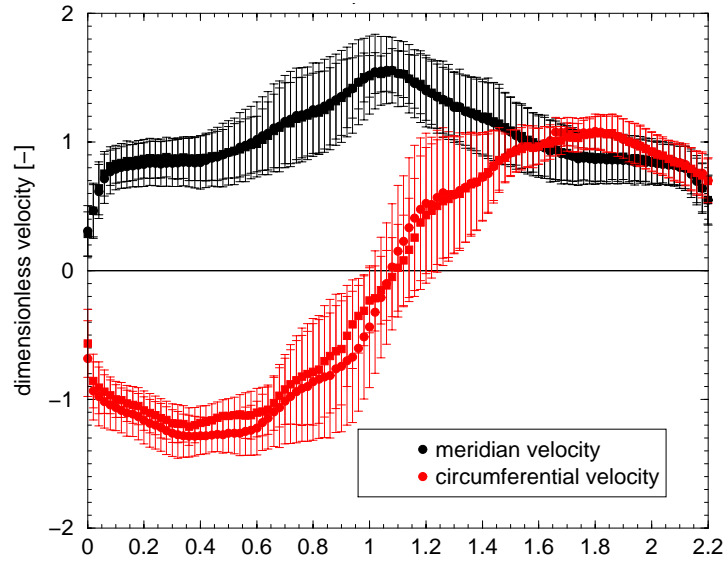


Figura 3. 25. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 1, $Q_{jet}/Q_{funct}=10\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

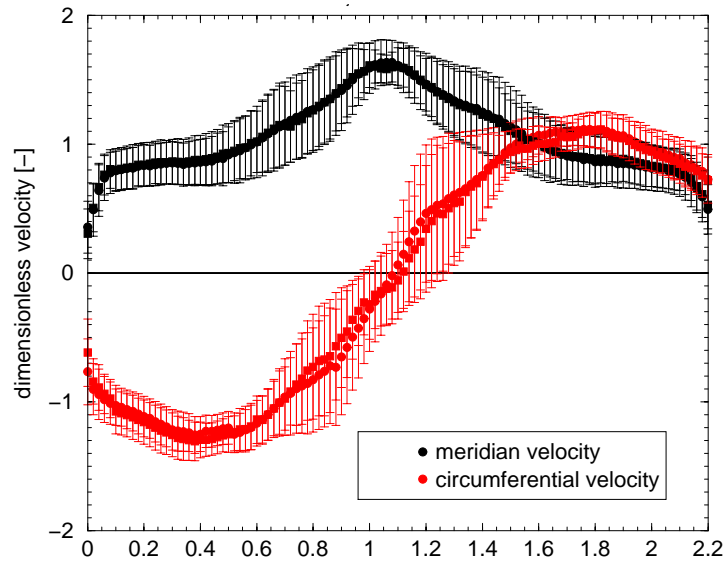


Figura 3. 26. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 1, $Q_{jet}/Q_{funct}=10.6\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

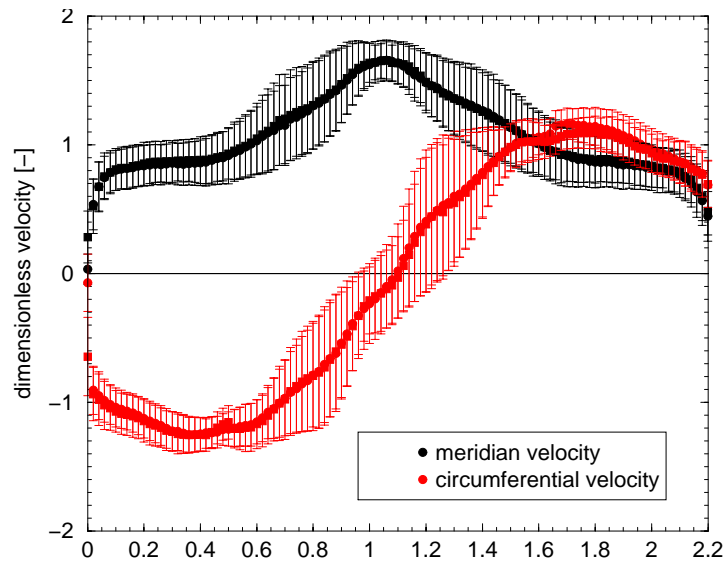


Figura 3. 27. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 1, $Q_{jet}/Q_{funct}=11.2\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

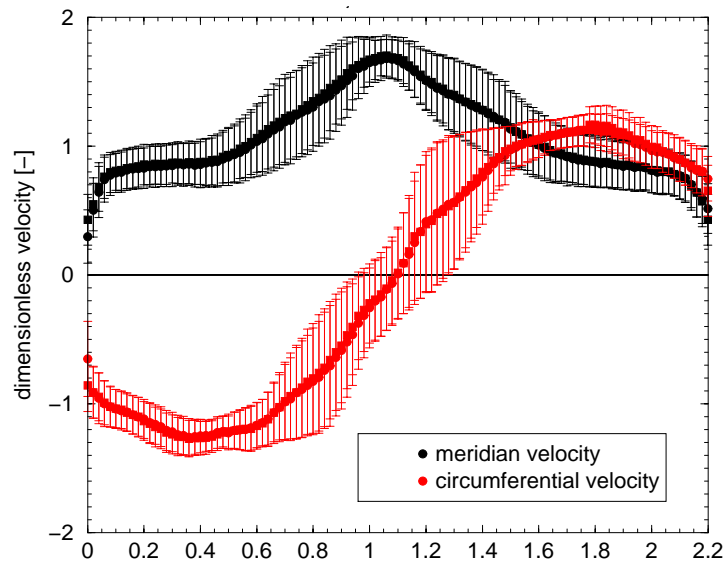


Figura 3. 28. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 1, $Q_{jet}/Q_{funct}=11.5\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

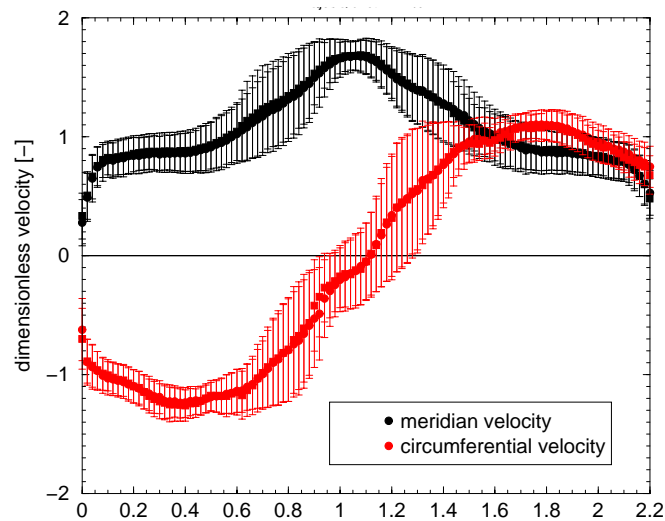


Figura 3. 29. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 1, $Q_{jet}/Q_{funct}=11.7\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

Din creșterea succesivă a debitului jetului injectat, profilul vitezei meridiene în zona de centru este la o valoare dublă față de viteza de la perete, ce conduce la dispariția completă a zonei cu deficit de viteză și prin urmare la dispariția vârtejului funie. Pentru viteza tangențială variația bandei de erori este cu 50% mai mică în zona de mijloc față de varianta fără jet.

Pentru fereastra numărul doi numărul de probe măsurate a fost de 5000 cu un timp de achiziție de 30 de secunde. Pentru Figura 3. 30, se prezintă profilele de viteză pentru varianta fără jet. Din profilul vitezei meridiene observăm o zonă de deficit de viteză ce ocupă aproximativ 2/3 din lungimea axei de măsură.

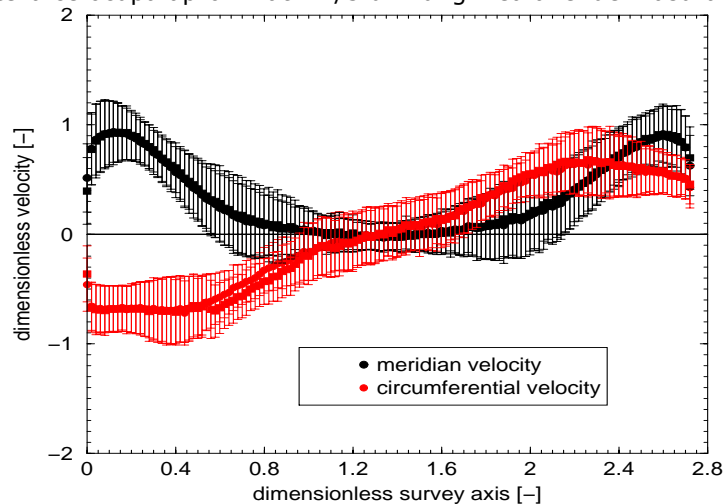


Figura 3. 30. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, fără jet, pentru 25 l/s și 30 l/s

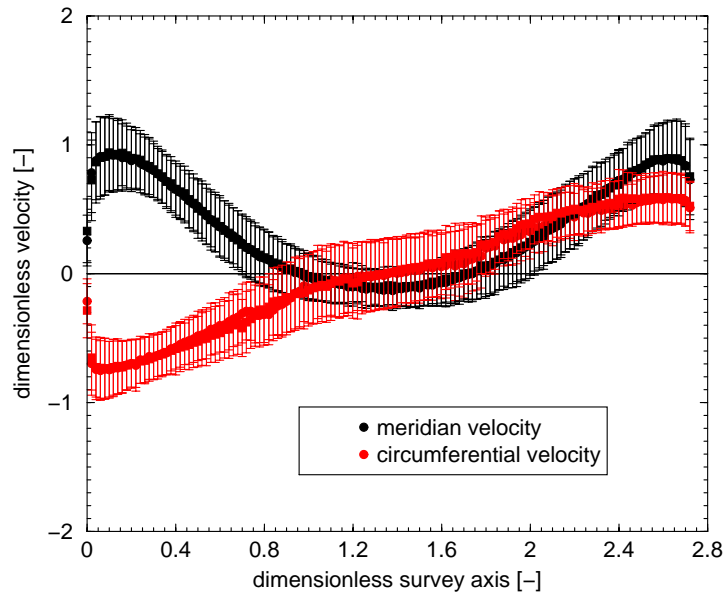


Figura 3. 31. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=5\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

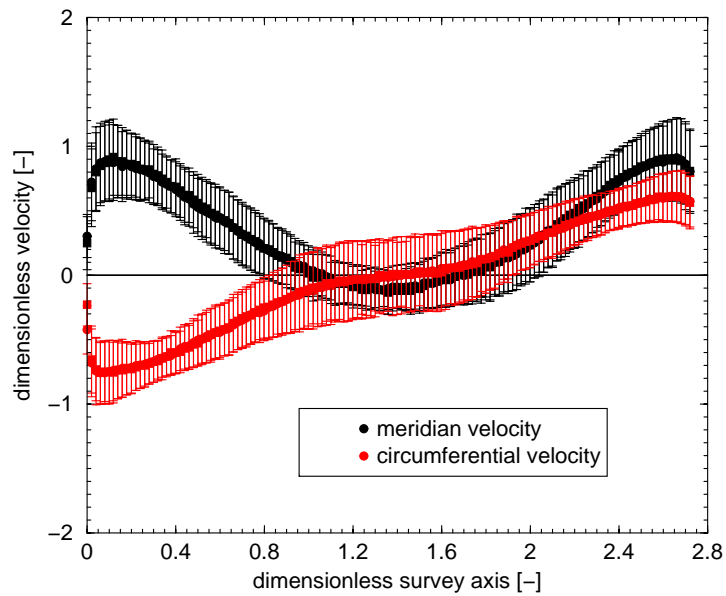


Figura 3. 32. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=7\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

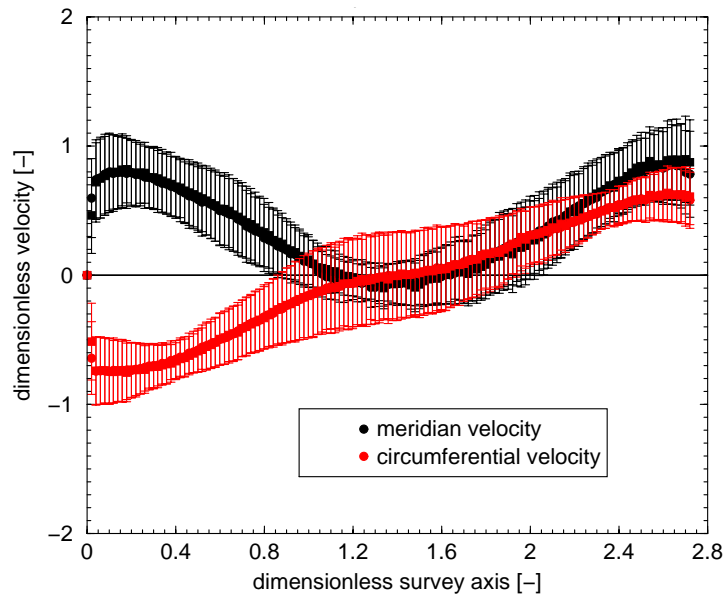


Figura 3. 33. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=8.5\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

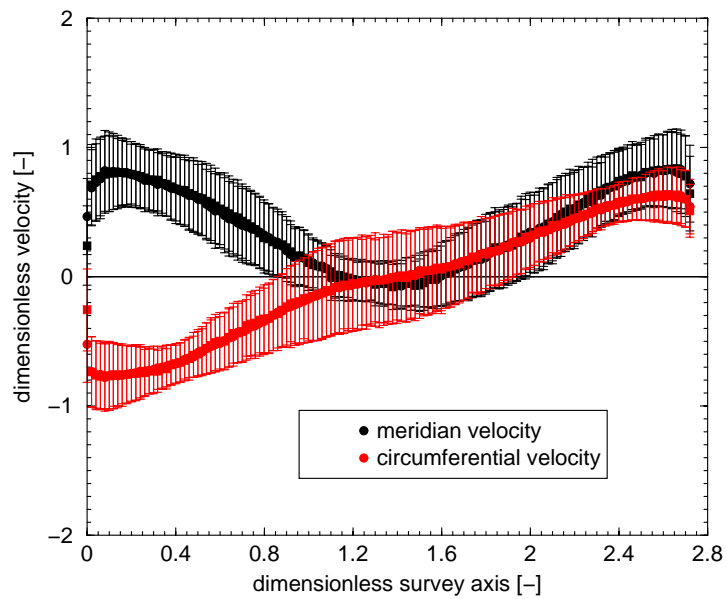


Figura 3. 34. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=10\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

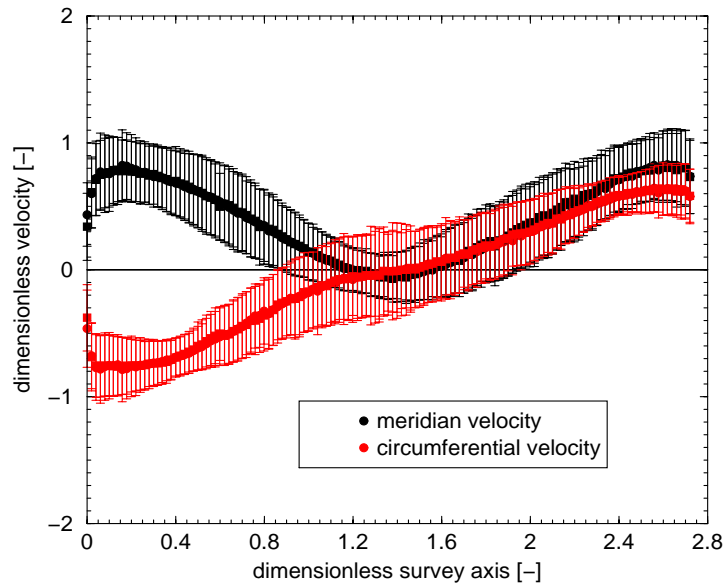


Figura 3. 35. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=10.6\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

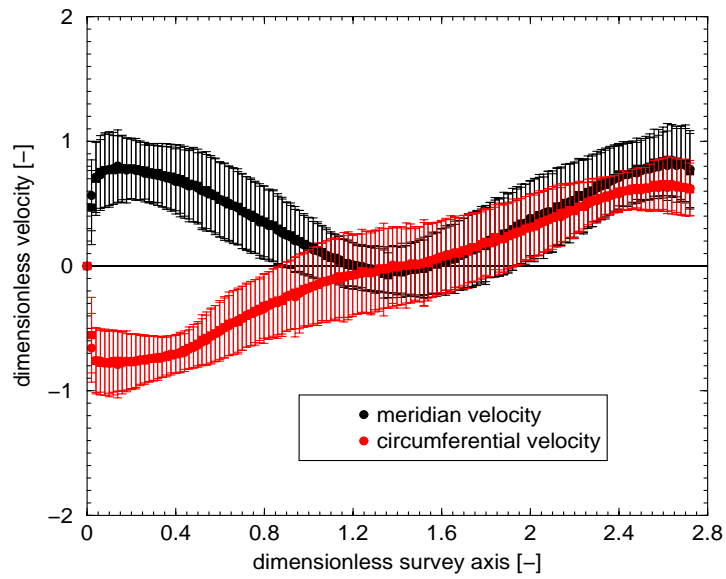


Figura 3. 36. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=11.2\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

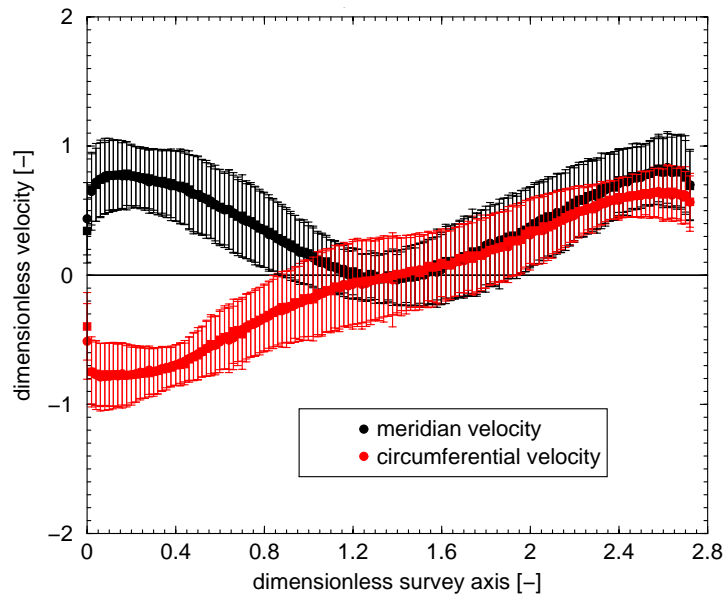


Figura 3. 37. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=11.5\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

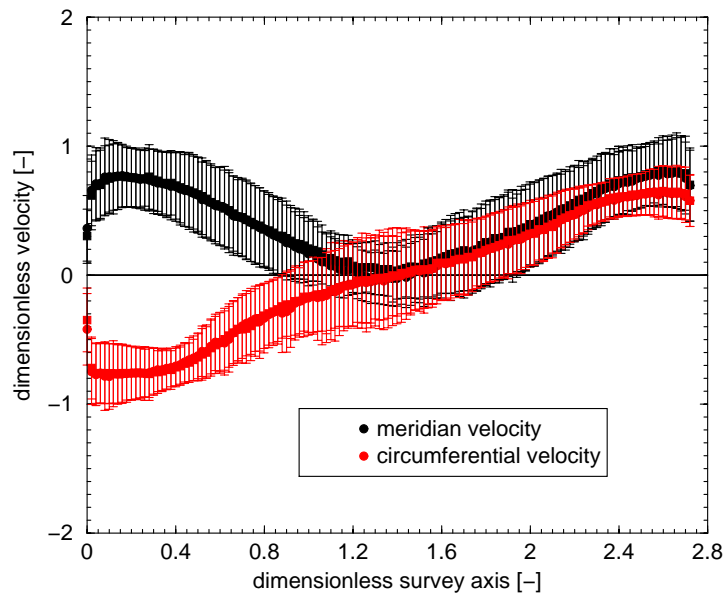


Figura 3. 38. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=11.7\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

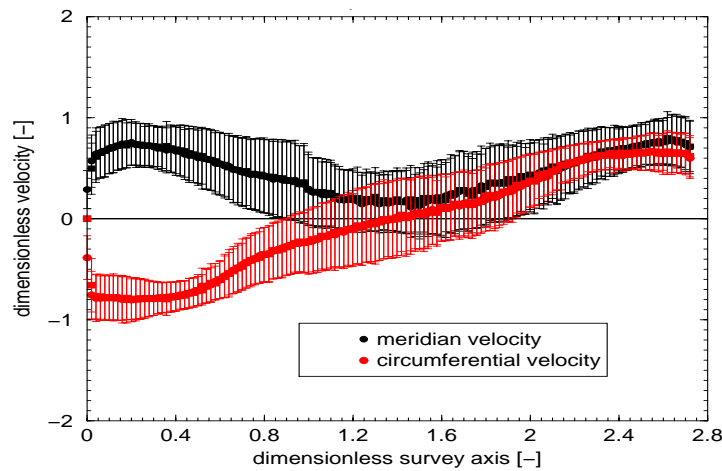


Figura 3. 39. Profilele mediate ale vitezei meridiene și circumferențiale, fereastra 2, $Q_{jet}/Q_{funct}=13\%$, pentru 25 l/s și 30 l/s

Odată cu injectarea jetului până la valoarea maximă, profilul de viteză meridian crește în zona de mijloc peste valoarea de zero care a avut-o inițial, dar totuși rămâne sub 50% din valoarea vitezei de la perete ceea ce conduce la concluzia că încă avem un deficit de viteză în acea zonă.

În figurile de mai jos se vor prezenta analizele semnalului de viteză funcție de timp din care s-a realizat transformata Fourier. Punctul de măsură investigat este la 10 mm de perete pentru fereastra numărul 1 unde s-au achiziționat 10000 de probe. În Figura 3. 40 avem trasat graficul frecvență funcție de amplitudine cu vârful maxim la o frecvență de aproximativ 16.5 Hz și o amplitudine de 0.7 m/s pentru curgerea cu vârtej funie. Odată cu injectia de apă frecvența scade la o valoare de 13 Hz și o amplitudine de 0.5 m/s.

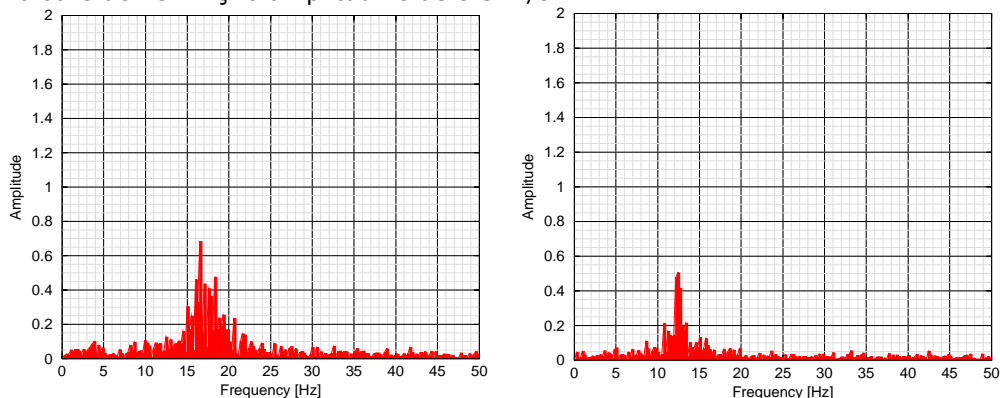


Figura 3. 40. Amplitudinea și frecvența pentru un punct de masură situat la 10 mm față de perete pentru fereastra 1, curgere cu vârtej funie (stanga) și cu injectie de apă $Q_{jet}/Q_{funct}=10\%$ (dreapta)

Din analiza graficelor până la debitul nominal de 10%, se observă că atât amplitudinile cât și frecvențele au scăzut la o valoare ce se menține constantă și pentru celelalte debite injectate. După injectie frecvența scade cu aproximativ 20%, iar amplitudinea cu aproximativ 30% din analiza semnalului de viteză.

3.6. Analiza rezultatelor

3.6.1 Corecția vitezei cu timpul de trecere

Analiza profilelor de viteză a constat în compararea profilelor de viteză funcție de debitul de apă injectat dar și analiza variației medii pătratice (RMS) pentru fiecare punct măsurat.

Studiul în cauză a constat în verificarea vitezei măsurate după timpul de trecere. După cum este cunoscut, softul de achiziție al LDV-ului achiziționează viteza fiecărei particule măsurate funcție de timp. Mediarea clasică se face după următoarea formulă:

$$\bar{u} = \sum_{i=0}^{N-1} \eta_i u_i \quad (3.16)$$

Unde:

- \bar{u} reprezintă media vitezei măsurate într-un punct
- u_i reprezintă viteza măsurată la un moment dat pentru o particulă
- η_i reprezintă media aritmetică, și se calculează după următoarea formulă:

$$\eta_i = \frac{1}{N} \quad (3.17)$$

După aceste formule este calculată viteza medie în softul de achiziție. Graficele măsurătorilor de viteză prezentate în raportul din catedră și articole au fost reprezentate după calculele amintite mai sus.

O corecție a fost aceea de calcul a vitezei luând în considerare timpul de trecere. Conform manualului de utilizare al LDA, timpul de trecere este considerat timpul în care o particulă din fluid traversează volumul de probă dat de cele patru raze laser. În acest caz media după timpul de trecere se calculează după formula:

$$\eta_i = \frac{t_i}{\sum_{j=0}^{N-1} t_j} \quad (3.18)$$

Unde:

- t_i reprezintă timpul de trecere (transit time)

Se recomandă a se utiliza această formulă de calcul în cazul în care în fluidul ce trebuie măsurat sunt particule de dispersie de diferite mărimi (cazul celor polimerice), se utilizează un număr redus de particule pentru achiziție (sub 2000 de particule achiziționate) sau pentru curgeri cu o turbulență ridicată.

Am efectuat o comparație a profilelor de viteză pentru cazul curgerii cu vârtej funie și pentru un caz de curgere cu injecție de apă, pentru a vedea dacă sunt diferențe semnificative între vitezele calculate după metoda clasică și metoda medierii cu timpul de trecere.

Primul grafic corespunde curgerii pentru fereastra din secțiunea convergentă. S-au utilizat următoarele notații pentru grafice:

- linie continuă neagră-roșie: profilele de viteză corespunzătoare medierii clasice

- punct verde-albastru: profilele de viteză corespunzătoare medierii cu timpul de trecere

La acestea s-au adăugat variațiile medii pătratice (RMS) pentru fiecare punct de pe pe axa de măsură. De asemenea lungimea axelor de măsură a fost adimensionalizată cu raza minimă din secțiunea de test, iar vitezele măsurate cu viteza corespunzătoare zonei cu raza minimă din secțiunea de test. Viteza nu a luat în considerare debitul din jet ci numai debitul principal (în cazul nostru 30 l/s).

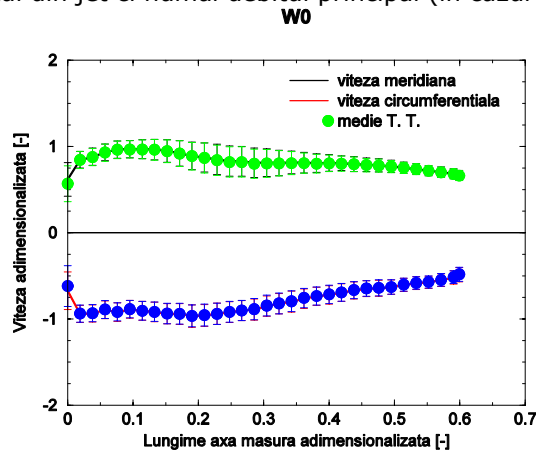


Figura 3. 41. Compararea profilelor de viteze din pentru fereastra 0 cu cele două metode de calcul

Din ce se observă după ambele cazuri de calcul, profilele de viteză măsurate sunt identice. Singura diferență este observată la încelutul axei de măsură unde avem o rată scăzută de achiție a particulelor. În cazul variației mediei pătratice (RMS), aceasta are valori asemănătoare. Prin urmare curgerea din zona convergentă fie că este calculată după metoda clasică sau după metoda timpului de trecere are aceleași profile de viteză mediate.

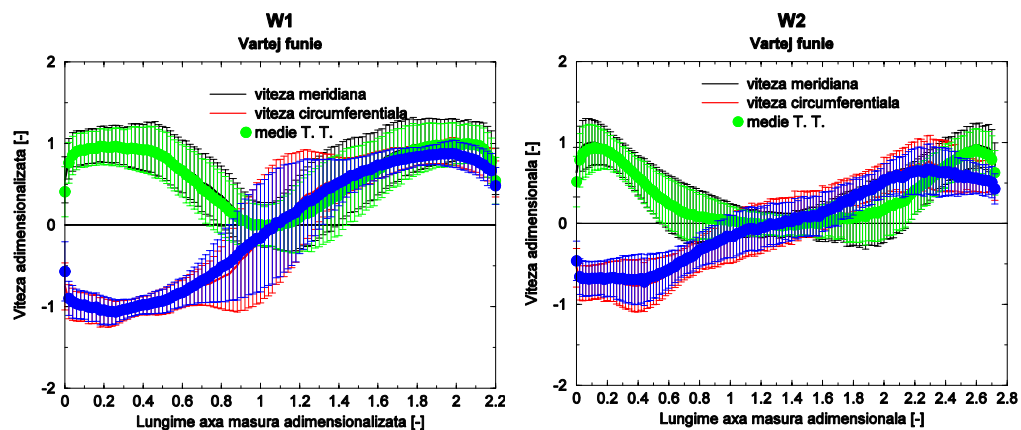


Figura 3. 42. Compararea profilelor de viteze din pentru fereastra 1 și 2 cu cele două metode de calcul pentru curgerea cu vârtej funie

În cazul curgerii cu vârtej funie pentru cele două ferestre din secțiunea divergentă avem diferențe de maximum 4%. Erorile sunt mai mici în zona de

curgere principală (aproape de perete) și au o valoare mai mare în zona de mijloc a conului dar și în zona de tranzit dintre zona de curgere principală și zona de stagnare din mijlocul conului.

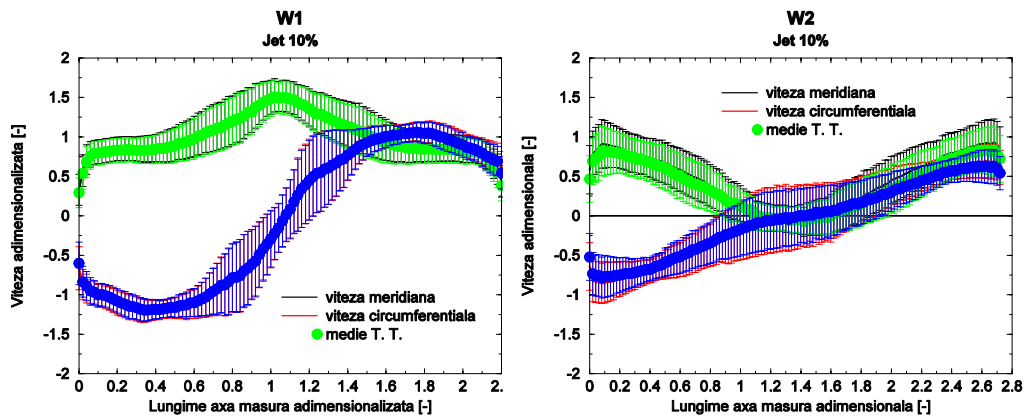


Figura 3. 43. Compararea profilelor de viteze din pentru fereastra 1 și 2 cu cele două metode de calcul pentru curgerea cu injecție de apă $Q_{jet}/Q_{funct} = 10\%$

Pentru cazul curgerii cu injecție de apă compararea profilelor de viteză arată că avem erori mult mai mici între cele două metode. Explicația scăderii erorilor dintre cele două este că odată cu injecția de apă, dispăre zona de stagnare cu variații mari în vitezele măsurate la un moment dat.

Prin urmare compararea profilelor de viteză cu corecția vitezei funcție de timpul de trecere a arătat că pentru fereastra din zona convergentă nu se observă nici o diferență. În cazul curgerii cu vârtaj funie pentru cele două ferestre situate în zona divergentă se observă o diferență atât în cazul vitezei meridiane dar și pentru viteza circumferențială. Diferența e dată de curgerea cu vârtaj funie și care induce variații mari ale celor două viteze măsurate. Astfel graficele corespunzătoare curgerii cu vârtaj funie vor fi analizate după metoda corecției timpului de trecere iar pentru curgerea cu injecție de jet graficele vor fi analizate după metoda clasică.

3.6.2 Analiza profilelor de viteză mediate funcție de regimul de funcționare

Figura 3. 44 conține evoluția profilelor de viteză meridiană și circumferențială mediate pentru fereastra 1 pentru varianta cu vârtaj funie și la anumite debite de injecție. În zona de periferie observăm o diferență între profilul fără jet și cu jet, în sensul că viteza este mai mare cu 20% în cazul fără jet față de celelalte. Această scădere a vitezei la periferie contribuie la o mai bună transformare de energie cinetică în energie potențială de presiune. Pentru zona de centru observăm clar că atunci când avem jet chiar la debitul cel mai mic, viteza crește în zona de centru ceea ce conduce la dispariția zonei cu deficit de viteză. Pe măsură ce debitul jetului crește, viteza meridiană în mijloc este mai mare de la 20% până la 90 % față de periferie.

Din analiza profilelor de viteză tangențială prezentat în Figura 3. 44 (dreapta) reiese că în cazul fără jet avem un exces la periferie, și scade mult în zona de centru, ce conduce la existența zonei de dâră provenite de la diuza de injecție. Odată cu injecția de apă profilul tangențial se schimbă în sensul că spre centru

crește viteza ceea ce înseamnă că zona de mijloc în care avem dâra provenită de la duză este mult mai mică și se comportă ca un solid-rigid. Profilele de viteze meridiană și circumferențială mediate corespunzătoare ferestrei 1 sunt prezentate în cele ce urmează.

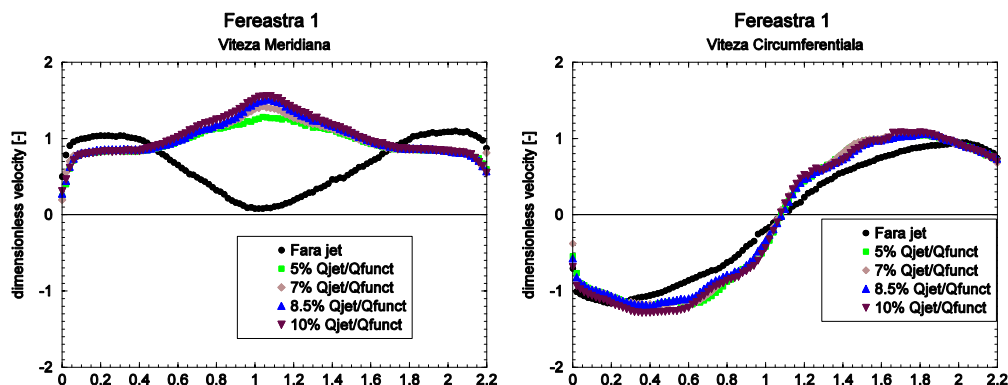


Figura 3. 44. Profilele vitezei meridiane și circumferențiale pentru fereastra 1

Profilele de viteze meridiană și circumferențială mediate corespunzătoare ferestrei 2 sunt prezentate în figura de mai jos:

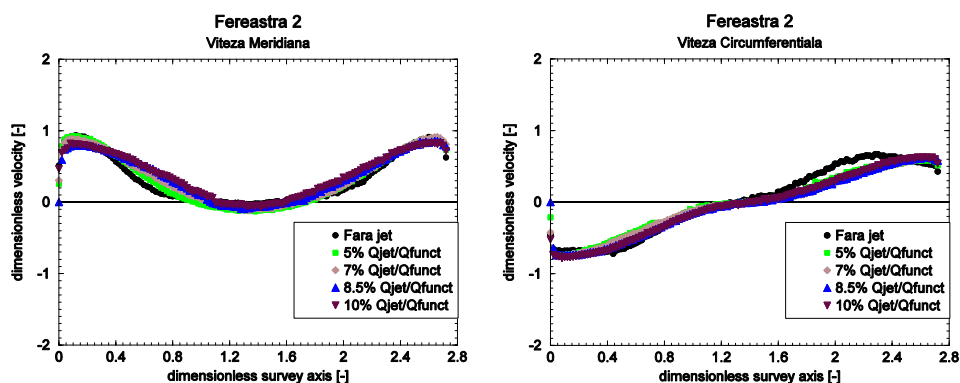


Figura 3. 45. Profilele vitezei meridiane și circumferențiale pentru fereastra 2

Pentru fereastra 2, profilul vitezei meridiane are o zonă cu un deficit de viteză pentru toate cazurile măsurate. În cazul cu jet pentru zona de mijloc acest deficit este mai mic, dar crește peste valoarea jetului. Dacă profilul de viteză fără jet în zona de mijloc are viteză zero, la prima injecție de jet viteza scade la zero, ce conduce la o recirculare. La debitul optim, acea recirculare dispăre, iar viteza are un deficit dar mai mic față de varianta fără jet, Bosioc et al., [22], [23].

3.6.3. Analiza fluctuațiilor de viteză

Analiza fluctuațiilor de viteză prin variația medie pătratică (RMS) dorește să analizeze profilele de viteză corespunzătoare curgerii cu vârtej și curgerii cu injecție de apă și să identifice pentru fiecare zonă de curgere variațiile RMS-ului din fiecare punct de măsură. Analiza s-a efectuat pentru fereastra din zona convergentă W0 și pentru fereastra de la intrarea în secțiunea divergentă W1. Se vor analiza variațiile

corespunzătoare vitezei meridiane pentru curgere cu vârtej funie și curgere cu injecție de apă.

Din Figura 3. 46 se observă că avem un RMS cu o valoare de sub 10% din valoarea vitezei medii măsurate. Valoarea maximă se înregistrează în zona de mijloc a axei de măsură unde avem tranziția de la regimul de pompă al rotorului liber la cea de turbină. Se mai observă că prima zonă de curgere este mai mică decât a două zonă de curgere ceea ce înseamnă că rotorul are o zonă mai mare în care funcționează ca turbină și o zonă mai mică în care funcționează ca pompă.

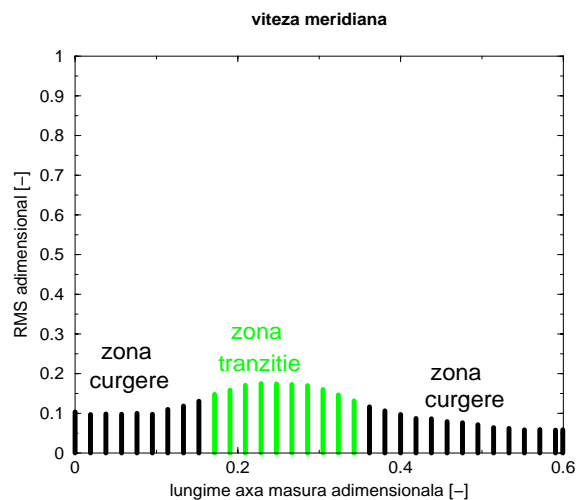
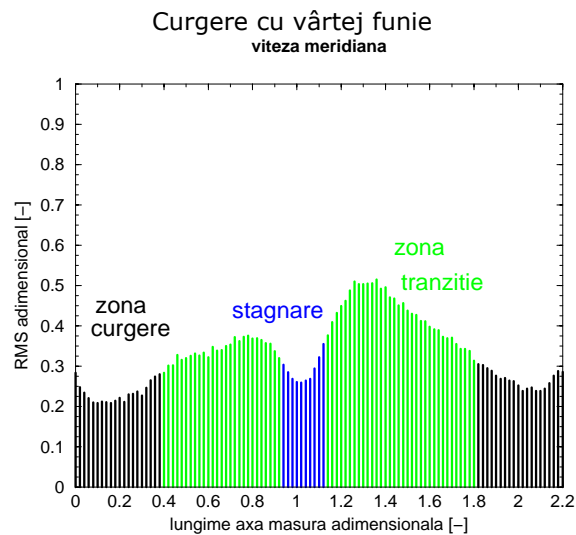


Figura 3. 46. Variația RMS-ului pentru axa de măsură a ferestrei convergente W0 și identificarea zonelor de curgere



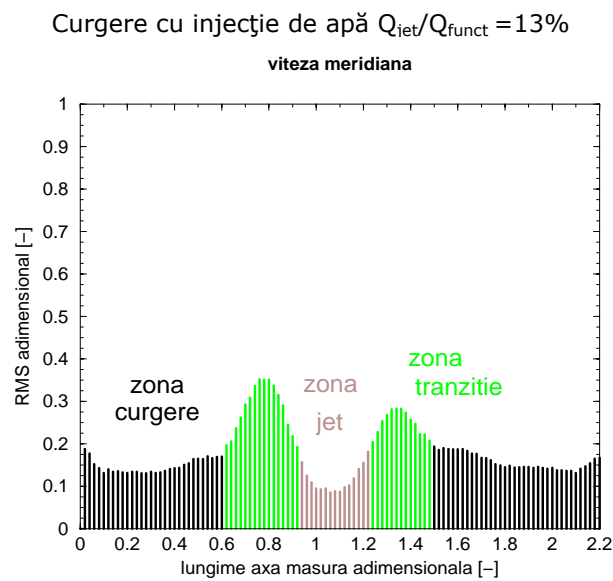
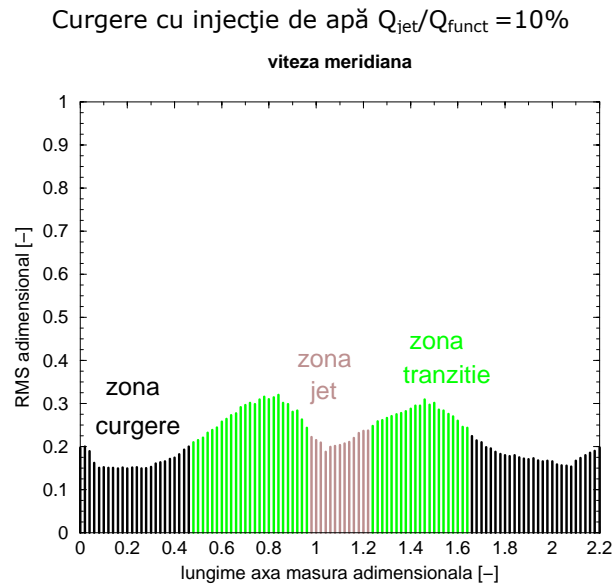


Figura 3. 47. Variația RMS-ului pentru axa de măsură a ferestrei divergente W1 și identificarea zonelor de curgere pentru două regimuri investigate: curgere cu vârtej funie (sus), curgere cu injecție de apă $Q_{jet}/Q_{funct} = 10\%$ (mijloc) și curgere cu injecție de apă $Q_{jet}/Q_{funct} = 13\%$ (jos)

Pentru cazul curgerii cu vârtej funie avem o variație mult mai mare a vitezei pe toată lungimea axei de măsură. Conform profilului vitezei meridiane și variației vitezei se disting trei zone principale: zona de curgere principală cu variații mici ale vitezei, zona de tranziție care ocupă jumătate din axa de măsură caracterizată prin fluctuații mari și zona de deficit de viteză caracterizată prin variații mai mici ale

vitezei. Cum axa de măsură este înclinată în jos se observă ca variațiile vitezei sunt mai mari odată ce înaintăm în secțiunea de test.

Pentru curgerea cu injecție de apă se observă în primul rând scăderea variațiilor vitezei pe toată lungimea axei de măsură. În zona de curgere care este mult mai mare, variațiile vitezei sunt mult mai mici, zona de tranziție ocupă cel mai mic spațiu, iar zona de stagnare este înlocuită de zona de injecție care are numai o componentă a vitezei și anume cea axială. De aceea și variațiile sunt cele mai mici în zona de mijloc unde este injectată apa.

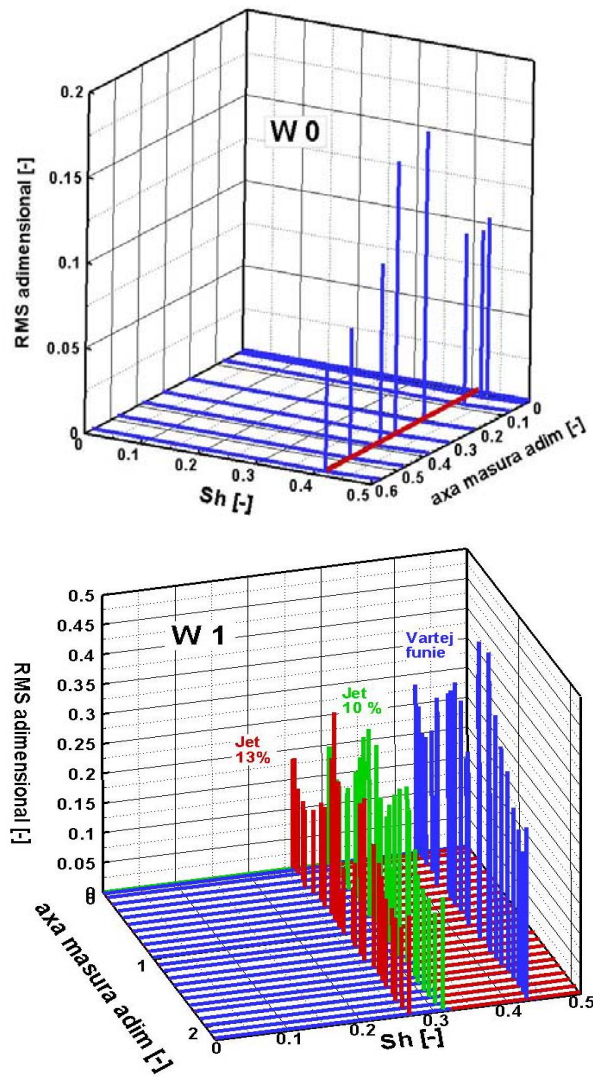


Figura 3. 48. Variația RMS-ului și a frecvenței adimensionalizate pentru axa de măsură a ferestrei convergente W0 și pentru axa de măsură a ferestrei divergente W1, pentru cele trei cazuri investigate

Figura 3. 48 prezintă o analiză a valorilor adimensionalizate ale RMS-ului, frecvenței și axei de măsură pentru ferestrele W0 și W1. Se observă că variația cea mai mare pe direcția axei de măsură este cea a RMS-ului. Această valoare se modifică funcție de zona de curgere, dar și de regimul de curgere din secțiunea de test. O altă concluzie legată de aceste grafice este că frecvența de-a lungul axei de măsură pentru fiecare regim de curgere variază foarte puțin pentru punctele investigate, aceasta fiind de maximum $\pm 0,5\%$.

4. INVESTIGAREA EXPERIMENTALĂ A CÂMPULUI DE PRESIUNE LA PERETELE DIFUZORULUI CONIC

Scopul principal al tezei de doctorat și-a propus analiza unei noi metode de control pentru eliminarea sau diminuarea pulsațiilor de presiune și creșterea recuperării de presiune din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice. În acest scop s-a măsurat presiunea nestaționară de pe peretele secțiunii de test. Pulsațiile de presiune și presiunea medie a pulsațiilor de presiune se vor înregistra cu ajutorul a opt traductori de presiune montați pe peretele secțiunii de test din partea divergentă.

4.1. Metodologia de măsurare

4.1.1. Etape pregătitoare: reglări și verificări ale standului experimental

Înainte de începerea măsurătorilor au fost necesare reglări ale standului experimental. Reglările respective servesc la obținerea unor rezultate experimentale de o bună calitate și este important a se efectua înainte de fiecare sesiune de măsurători. Aceste reglări se pot împărți în:

- Reglări ale standului experimental
- Reglări ale generatorului de swirl
- Reglări ale traductorilor pentru măsurătorile de presiune.

4.1.1.1. Reglarea standului experimental

Măsurătorile experimentale ale pulsațiilor de presiune au fost efectuate fără cavitație. Astfel înainte de începerea măsurătorilor standul experimental a fost aerisit pentru a nu avea aer în instalație. Față de măsurătorile cu LDV care pot fi făcute numai fără cavitație, măsurătorile pulsațiilor de presiune pot fi făcute și cu cavitație. Am ales varianta măsurătorilor fără cavitație, pentru a putea compara rezultatele cu cele obținute numeric.

4.1.1.2. Reglări ale generatorului de swirl

Pentru a asigura o corectitudine a măsurătorilor pulsațiilor de presiune, generatorul de swirl a trebuit să funcționeze la aceeași turație ca și în cazul măsurătorilor cu LDV. Cu ajutorul stroboscopului am efectuat măsurători ale turației și care trebuie să corespundă cu turația din măsurătorile cu LDV. Prin reglări ale secțiunii de plexiglas, a conductei din aval, a flanșelor și a tiranților filetați, am obținut aceeași turație ca și turația precedentă. La debitul de funcționare de 30 l/s la care am efectuat măsurătorile a corespuns aceeași turație și anume de 920 rpm.

4.1.1.3. Reglări ale traductorilor pentru măsurătorile de presiune.

Sistemul de achiziție special implementat pentru acest stand permite măsurarea pulsațiilor de presiune nestaționare în timp. Pe lângă pulsațiile de presiune sistemul de achiziție permite măsurarea debitului de funcționare principal cât și al celui necesar pentru injecție.

Principala reglare a sistemului de presiune a constat în stabilirea ratei de eșantionare, ținând cont de timpul de răspuns al traductorilor. Din cartea tehnică timpul de răspuns este de 5 ms, prin urmare am efectuat teste cu rate de eșantionare de 64, 128, 256 și 528/s. Am ajuns la concluzia că 256 de eșantioane pe secundă surprind bine pulsațiile, chiar dacă este la limita admisă al traductorilor. Ca și timp de achiziție am setat o valoare de 32 de secunde. Pentru setarea timpului de achiziție s-a luat în considerare a avea un timp de achiziție cât mai scurt pentru a nu avea perturbații date de partea electrică a sistemului de măsură. Numărul total de eșantioane măsurate a fost de 8192 sau 2^{13} . Fiind un multiplu de 2 ne permite ca să putem efectua transformata Fourier rapidă.

4.1.2. Campania de măsurători și regimurile de funcționare

După reglările aferente standului și ale sistemului de măsură s-au stabilit condițiile de măsurare a pulsațiilor de presiune nestaționare. Pentru măsurarea pulsațiilor de presiune am denumit nivelele de măsură conform figurii de mai jos:

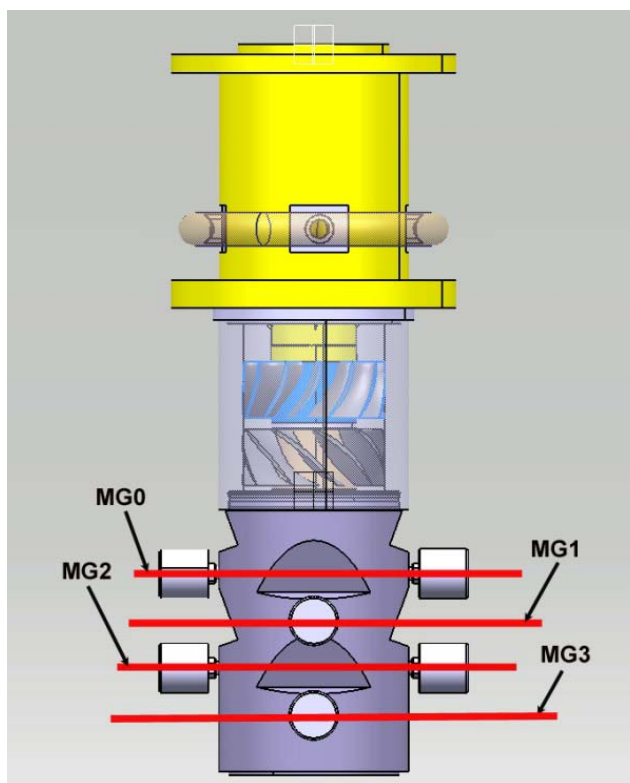


Figura 4. 1. Denumirea nivelelor de măsură de pe secțiunea de test

Primul nivel situat în zona de gât am denumit-o MG0. Acesta este considerat nivelul de referință. În funcție de acest nivel se vor calcula coeficienții de recuperare a presiunii. Aceste denumiri au fost luate după lucrarea Muntean et al. [78] pentru a putea fi comparate rezultatele experimentale cu cele obținute din simularea numerică. Celelalte nivele MG1, MG2 și MG3 corespund la 50 mm, 100 mm respectiv 150 mm față de MG0 în aval. După cum s-a explicat în capitolul de proiectare pentru măsurarea pulsațiilor de presiune fiecare nivel conține două traductoare. Acest lucru permite în primul rând măsurarea corectă a presiunii și verificarea acestui lucru pe două traductoare. Pe lângă o măsurare corectă, permite determinarea defazajului dintre cele două semnale de presiune înregistrate și evaluarea frecvenței de rotație a vârtejului funie.

Din analiza pulsațiilor de presiune pe vechea secțiune de testare s-a ajuns la concluzia că valorile amplitudinilor diferă de la un set măsurat la celălalt. Astfel au fost efectuate 100 de seturi de măsurători pentru fiecare regim de funcționare pentru a acoperi cât mai bine domeniul analizat, după care utilizând metoda statistică se va determina valoarea cea mai probabilă dar și valorile variației medii pătratice. Pentru fiecare regim se va funcționa la două debite principale unul de 30 l/s iar celălalt de 35 de l/s. Din adimensionalizarea valorilor pentru presiunile medii vom avea o validare a celor două, fiind astfel verificată corectitudinea rezultatelor obținute.

Pentru a observa influența jetului de control asupra curgerii cu rotație din conul tubului de aspirație a fost analizată presiunea statică măsurată în regim dinamic. Curgerea cu vârtej funie și comportarea cu injecție de jet au fost investigate la două debite principale de funcționare. Din adimensionalizarea acestora se poate efectua o suprapunere a măsurătorilor, verificând corectitudinea măsurătorilor efectuate. Debitele de funcționare principale au fost $Q_{pompa} = 30$ l/s și 35 l/s, iar debitele de injecție au fost calculate procent din debitele principale. Am efectuat măsurători ale pulsațiilor de presiune la 5%; 7,5%; 9,3%; 10%; 10,9%; 11,3%; 11,6%; 11,9%, 12,5%, 13% și 14% din Q_{funct} .

Tabel 4. 1 Parametrii principali de funcționare pentru investigarea pulsațiilor de presiune

Q_{pompa}	30l/s; 35 l/s
Q_{jet}	0%; 5%; 7,5%; 9,3%; 10%; 10,9%; 11,3%; 11,6%; 11,9%, 12,5%, 13% și 14% din Q_{pompa}
N_a	8192 eșantioane măsurate pentru un set de date
N_s	100 de seturi pentru fiecare regim de funcționare
t_a	32 de secunde timpul de achiziție pentru fiecare set de date

4.2. Prelucrarea datelor experimentale

4.2.1. Adimensionalizarea datelor experimentale

Pe baza măsurătorilor pulsațiilor de presiune înregistrate pe peretele difuzorului conic se vor analiza coeficientul de recuperare al presiunii, amplitudinea pulsațiilor de presiune și frecvența.

Pentru analiza coeficientului de recuperare al presiunii se va calcula după formula:

$$c_p = \frac{\bar{p} - \overline{p_{MG0}}}{\frac{\rho \cdot v_{ref}^2}{2}}, v_{ref} = \frac{(Q_{jet} + Q_{pompa})}{\pi \cdot r_{ref}^2} \quad (4.1)$$

Unde:

- c_p coeficientul de recuperare al presiunii [-]
- $\overline{p_{MG0}}$ presiunea medie calculată pentru nivelul MG0 [Pa]
- \bar{p} presiunea medie calculată pentru nivelele din avalul MG0 [Pa]
- ρ densitatea [kg/m³]
- v_{ref} viteza de referință [m/s]
- r_{ref} raza de referință situată la limita dintre zona convergent-divergentă a secțiunii de test, $R_{ref}=0.05$ [m].

În cazul curgerii cu vârtej funie viteza de referință v_{ref} are valoarea:

$$v_{ref(30l/s)} = \frac{Q_{pompa}}{\pi \cdot R_{ref}^2} = \frac{0.03}{\pi \cdot 0.05^2} = 3.817 \text{ m/s} \quad (4.2)$$

$$v_{ref(35l/s)} = \frac{Q_{pompa}}{\pi \cdot R_{ref}^2} = \frac{0.035}{\pi \cdot 0.05^2} = 4.39 \text{ m/s} \quad (4.3)$$

Pentru analiza amplitudinii pulsațiilor de presiune s-a utilizat formula:

$$A = \frac{\bar{A}}{\frac{\rho \cdot v_{ref}^2}{2}} [-] \quad (4.4)$$

Unde:

- A amplitudinea adimensională calculată [-]
- \bar{A} amplitudinea rezultată din mediere pentru fiecare nivel în parte [Pa]
- ρ densitatea [kg/m³]
- v_{ref} viteza de referință [m/s]

$$Sh = \frac{2 \cdot f \cdot r_{ref}}{v_{ref}} \quad (4.5)$$

Unde:

- Sh numărul Strouhal [-]
- f frecvența dominantă rezultată din transformata Fourier a semnalului de presiune [Hz]
- v_{ref} viteza de referință calculată similar cu cea pentru amplitudine [m/s]

Coordonata axială și anume lungimea secțiunii de test divergente va fi adimensionalizată după formula:

$$L = \frac{l_{div}}{r_{ref}} \quad (4.6)$$

Unde:

- L lungimea conului adimensională [-]
- l_{div} lungimea conului din partea divergentă a secțiunii de test [m]
- r_{ref} raza de referință situată în zona strangulată a secțiunii de test $r=0.05$ [m]

Tabelul următor va prezenta valorile de referință și valorile adimensionalizate utilizate pentru analiza câmpului de presiune corespunzător acestui capitol.

Tabel 4. 2. Valorile de referință și valorile adimensionalizate corespunzătoare câmpului de presiune:

Valori de referință		Valori adimensionale	
\bar{p}	Presiunea medie rezultată din calculul a 100 de seturi de măsură pentru diferite nivele	L	Lungimea adimensională a părții divergente din secțiunea de test
\bar{p}_{MGO}	Presiunea medie rezultată din calculul a 100 de seturi pentru nivelul MGO	S_h	Numărul Strouhal
r_{ref}	Raza de referință situată în zona de stangulare a secțiunii de test	A	Amplitudinea adimensionalizată
l_{div}	Lungimea zonei divergente din secțiunea de test		
v_{ref}	Viteza de referință corespunzătoare zonei de strangulare din secțiunea de test		
f	Frecvența rezultată din transformata Fourier a semnalului.		

4.2.2. Alinierea presiunii piezometrice a traductorilor de presiune în regim static

Pentru a putea analiza valorile presiunii medii de pe conul tubului de aspirație era nevoie ca traductorii de presiune montați să fie calibrați corect astfel încât perechile de pe același nivel să indice aceeași valoare a presiunii în regim static. După ce au fost montați și au fost efectuate câteva măsurători în regim static s-a ajuns la concluzia că perechile de traductori nu indică aceeași presiune, iar diferențele de nivel dintre ei nu sunt regăsite în datele achiziționate. Pe lângă aceste diferențe între traductori, din măsurari repetate nu s-a determinat o valoare constantă a amplitudinilor pulsațiilor de presiune. Astfel s-a ajuns la concluzia că cea mai indicată metodă de analiză atât a presiunilor medii, dar și a pulsațiilor de presiune este analiza statistică. Astfel după cum am enunțat și mai devreme am măsurat la două regimuri principale de funcționare, pentru fiecare regim măsurând 100 de seturi. Etapele de desfășurare a analizei rezultatelor pentru presiunile medii sunt următoarele:

- determinarea offsetului corespunzător pentru fiecare traductor din regim static față de valoarea de zero. Pe lângă offsetul pentru fiecare traductor din regimul static s-a determinat fluctuația fiecărui traductor sau zgomotul indus de acesta.
- având determinat offsetul pentru fiecare traductor în regim static, s-au efectuat măsurătorile în regim dinamic, după care s-au determinat presiunile medii aferente fiecărui traductor de presiune în parte. Având presiunile medii se vor putea analiza coeficienții de recuperare a presiunii pentru fiecare nivel.

Această ordine de desfășurare pentru determinarea presiunilor medii a fost integrată într-un program Fortran, program ce a permis calculul rapid al acestor presiuni.

4.2.3. Calculul transformatei Fourier

Pentru determinarea frecvenței și amplitudinii pulsațiilor de presiune vom utiliza un nou program dezvoltat în programul Fortran. Acest program va determina frecvența armonicilor principale, iar pentru determinarea amplitudinii se va calcula o singură amplitudine de aceeași frecvență ca și amplitudinea armonicilor principale, dar care ia în considerare contribuția fiecărei amplitudini din întreg spectrul transformatei Fourier (teorema lui Parseval).

Efectuând transformata inversă se ajunge să avem semnalul de presiune funcție de timp, și care trebuie să aibă aceeași energie ca cel inițial. Din analiza pulsațiilor de presiune așa cum s-a descris anterior nu a fost o repetabilitate a amplitudinilor pulsațiilor de presiune, pe când frecvența s-a menținut aproximativ constantă. Pentru aceasta au fost efectuate seturi de mai multe măsurători pentru a determina valoarea medie prin metode statistice.

Determinarea amplitudinii maxime după teorema lui Parseval pleacă de la formula transformatei Fourier pentru un semnal continuu:

$$s(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{m=1}^{\infty} \left[a_m \cos\left(\frac{2nmt}{T}\right) + b_m \sin\left(\frac{2nmt}{T}\right) \right] \quad (4.7)$$

unde $s(t)$ semnalul variabil în timp, T este perioada, m este indicele modului, t este timpul și a_m , b_m sunt coeficienții transformatei Fourier definiți după următoarea formulă:

$$a_m = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \cos\left(\frac{2nmt}{T}\right) dt \quad (4.8)$$

$$b_m = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \sin\left(\frac{2nmt}{T}\right) dt \quad (4.9)$$

primul coeficient a_0 este definit:

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt = 2\bar{s} \quad (4.10)$$

Atunci va rezulta că $a_0/2$ este valoarea medie a lui $s(t)$.

Conform relației amplitudinea și frecvența unghiulară a armonicilor m este:

$$c_m = \sqrt{a_m^2 + b_m^2} \quad (4.11)$$

$$\omega_m = m \frac{2\pi}{T} \quad (4.12)$$

Teorema lui Parseval dezvoltată după formula transformatei Fourier are formula, Riley et al. [99]:

$$\begin{aligned} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} |s(t)|^2 dt &= \sum_{m=1}^{\infty} |c_m|^2 = \left(\frac{1}{2} a_0\right)^2 + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \\ &= \bar{s}^2 + \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \end{aligned} \quad (4.13)$$

Pentru un semnal continuu definiția abaterii medii pătratice pentru un semnal este:

$$s_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (s(t) - \bar{s})^2 dt} \quad (4.14)$$

Pe de alta parte avem urmatoarea identitate matematică:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} [s(t) - \bar{s}]^2 dt = \\ & = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - 2\bar{s} \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt + \bar{s}^2 \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} dt \\ & = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - \bar{s}^2 \end{aligned} \quad (4.15)$$

Astfel va rezulta că media pătratului pulsației:

$$s^2_{RMS} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s^2(t) dt - \bar{s}^2 \quad (4.16)$$

care conform cu teorema lui Parseval este definită:

$$s^2_{RMS} = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{\infty} (a_m^2 + b_m^2) \quad (4.17)$$

Pentru un semnal eșantionat pe durata T, eșantionăm semnalul $s(t)$ la intervale constante de timp: $\Delta t = T/N$, și vom avea un semnal cu valorile $s_1, s_2 \dots s_N$, iar numărul de eșantioane definit de la $i=1 \dots N$.

Pentru a observa legătura dintre semnalul continuu și semnalul discret (eșantionat) vom pleca de la definiția coeficienților urmând ca să definim la sfârșit valoarea mediei pătratului pulsației:

	Semnal continuu	Semnal eșantionat
	$m = 0$	$n = 1$
a_0	$\frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) dt = 2\bar{s}$	$\frac{2}{N} \sum_{i=1}^N s_i = \frac{2}{N} c_1 = 2\bar{s}$
		$n = m + 1$
a_m	$\frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \cos\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt$	$\frac{2}{N \Delta t} \sum_{i=1}^N s_i \cos\left(\frac{(n-1)(i-1)\Delta t \cdot 2\pi}{N \Delta t}\right) \Delta t =$ $= \frac{2}{N} c_{n-2}$
		$n = m + 1$
b_m	$-\frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} s(t) \sin\left(\frac{2\pi m t}{T}\right) dt$	$-\frac{2}{N \Delta t} \sum_{i=1}^N s_i \sin\left(\frac{(n-1)(i-1)\Delta t \cdot 2\pi}{N \Delta t}\right) \Delta t =$ $= -\frac{2}{N} c_{n-1}$
ω_m	$m \frac{2\pi}{T}$	$(n-1) \frac{2\pi}{N \cdot \Delta t} = \frac{2\pi}{\Delta t} \cdot \frac{n-1}{N}$
f_m	$\frac{m}{T}$	$\frac{n-1}{N} \frac{1}{\Delta t}$

$$A_m = \sqrt{a_m^2 + b_m^2} = \frac{2}{N} \sqrt{c_{2n-2}^2 + c_{2n-2}^2}$$

$$s_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} (s(t) - \bar{s})^2 dt} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{\infty} (s_i - \bar{s})^2} = \sqrt{\frac{2}{N^2} \sum_{r=2}^N (c_r^2)}$$

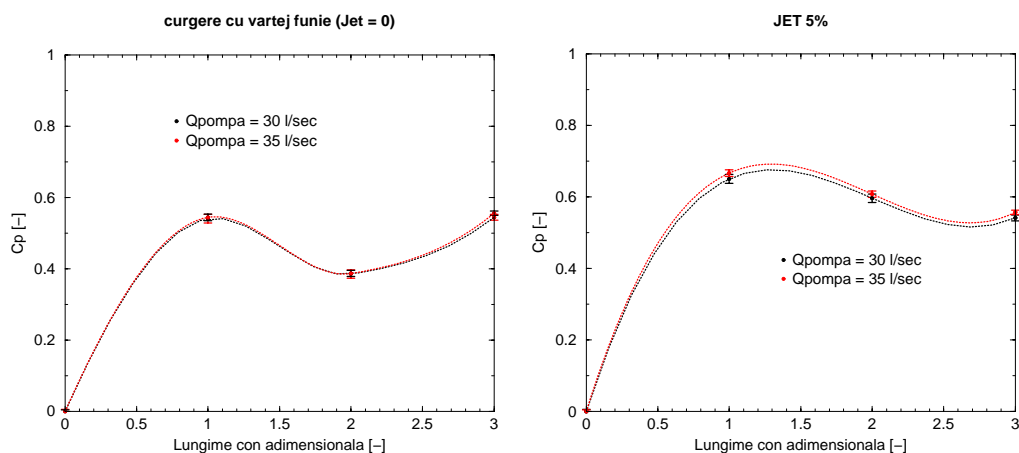
Prin urmare amplitudinea echivalentă unui semnal eşantionat va fi egală cu:

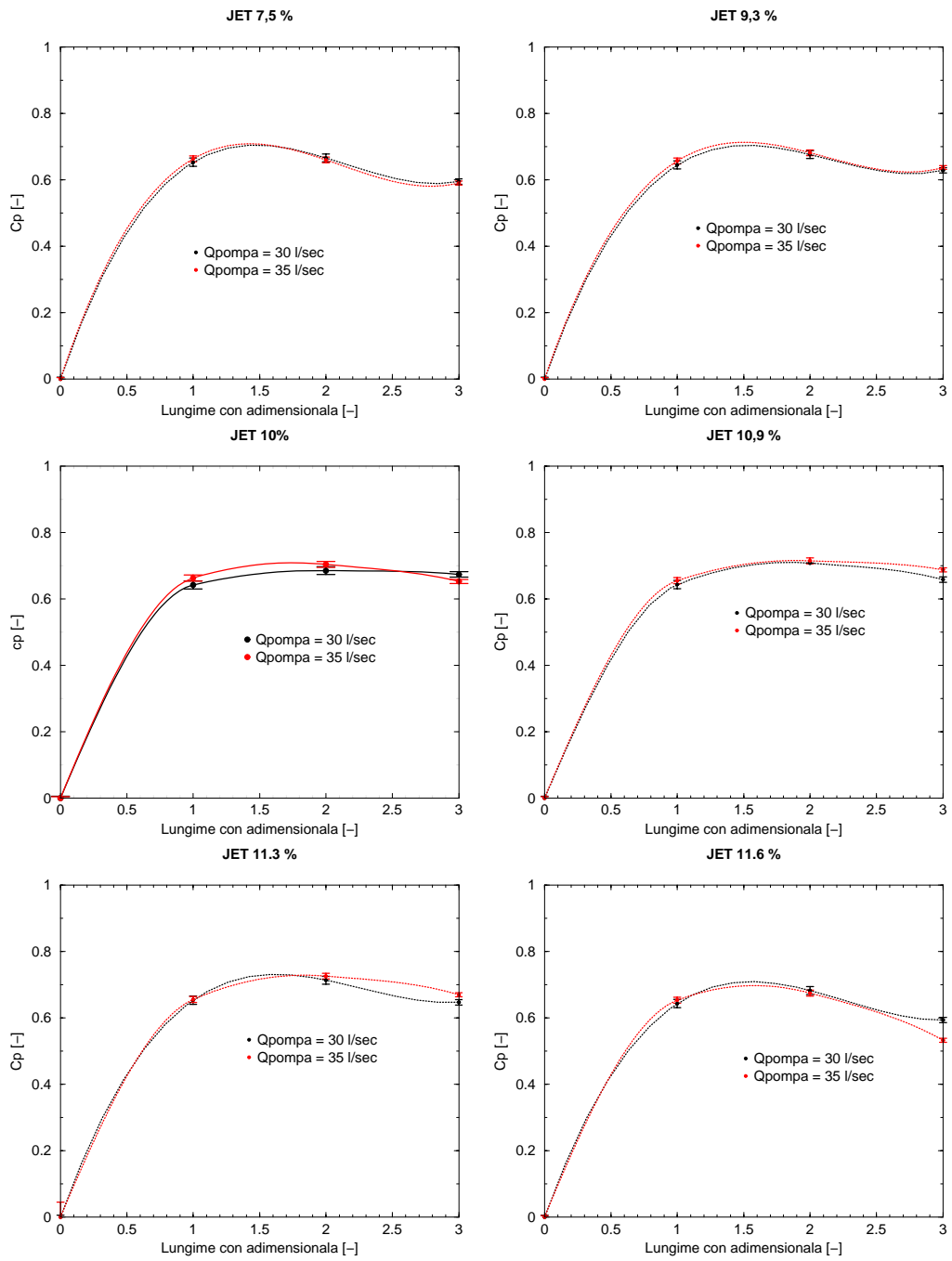
$$A_{ech} = \sqrt{2} s_{RMS} \quad (4.18)$$

Din extragerea radicalului din suma pătratelor coeficienților transformatei Fourier vom obține o valoare care înmulțită cu $\sqrt{2}$ este amplitudinea pulsației de presiune după care se va reconstrui semnalul de presiune. Dintr-o verificare între valoarea amplitudinii rezultate cu teorema lui Parseval și valoarea RMS-ului din aceeași pulsație de presiune am ajuns la concluzia că avem aceeași valoare. Astfel cu formula pentru RMS vom calcula amplitudinile pulsațiilor de presiune. Un alt avantaj al acestei metode este că dacă din transformata Fourier, valoarea amplitudinii armonicii principale pentru diferite seturi se modifică substanțial, din calculul cu RMS valoarea amplitudinii pentru diferite seturi variază în limite foarte mici.

4.3. Rezultate experimentale pentru coeficientul de presiune. Recuperarea presiunii în difuzorul conic.

Având stabilite criteriile de adimensionalizare pentru coeficientul de recuperare al presiunii și pentru lungimea conului tubului de aspirație s-a calculat acest coeficient de recuperare pentru curgerea cu injecție de jet și pentru curgerea cu injecție de apă. Din Figura 4. 2 (curgere cu vârtej funie) reiese că avem o recuperare de presiune pe prima parte a secțiunii divergente. Pe a doua parte a conului în loc de recuperare a presiunii avem o scădere ceea ce înseamnă că rolul funcțional al conului pe această zonă nu este îndeplinit.





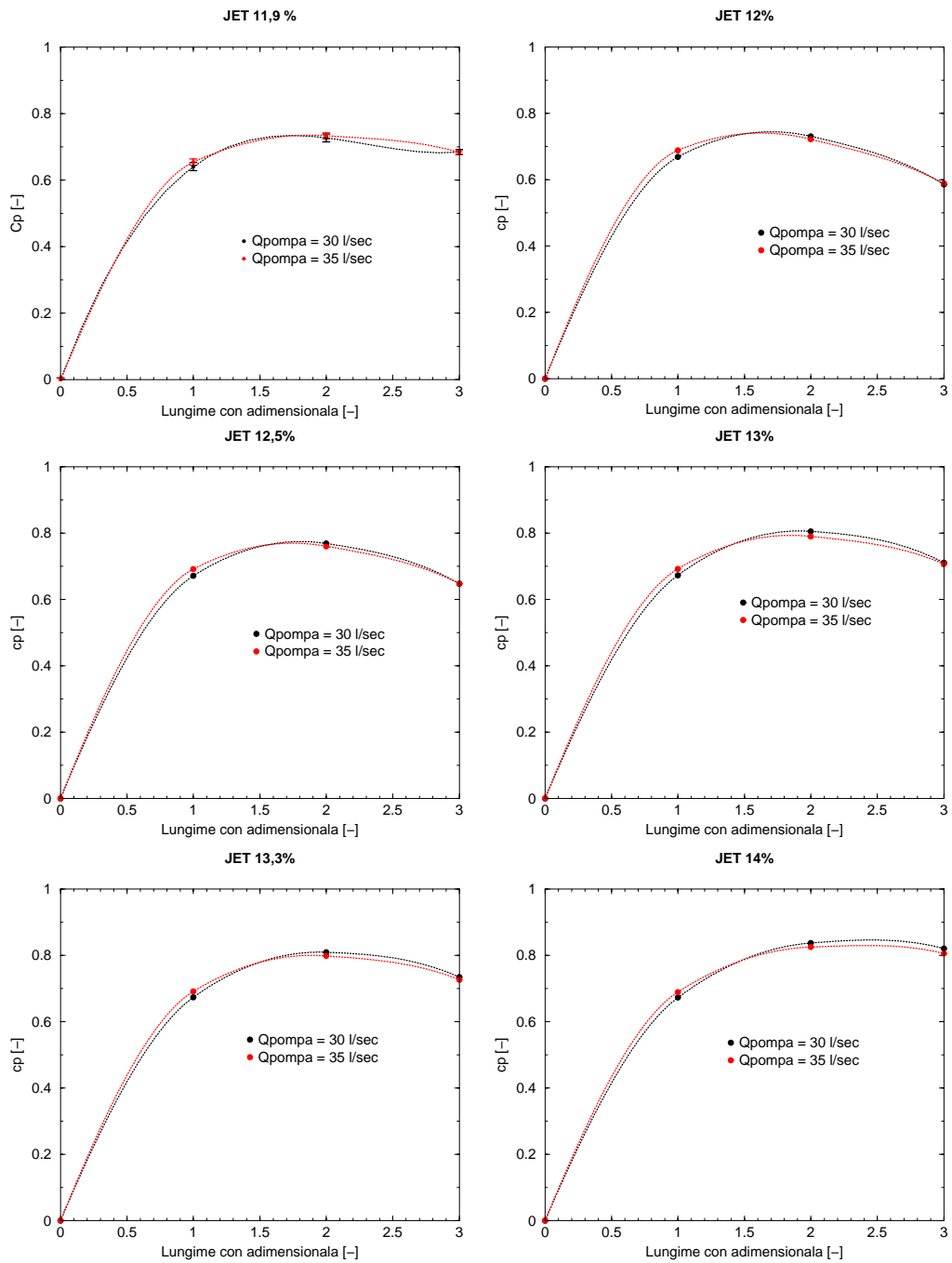


Figura 4. 2. Coeficientul de recuperare la cele două debite de funcționare 30 l/s și 35 l/s pentru curgere cu vârtej și curgere cu injecție de apă la diferite debite de injecție

Pe măsură ce injectăm apă, coeficientul de recuperare al presiunii începe să crească pe prima parte a conului cu peste 20% la valoarea de 13% injecție de apă.

Marea îmbunătățire se găsește însă pe a doua parte a conului (1-2 pe axa lungimii de con adimensională), unde de la o scădere a presiunii se ajunge să avem o creștere, valorile coeficientului de presiune fiind de peste 90% mai mari la debitele maxime de injecție.

curgere cu vârtej funie – jet 14%

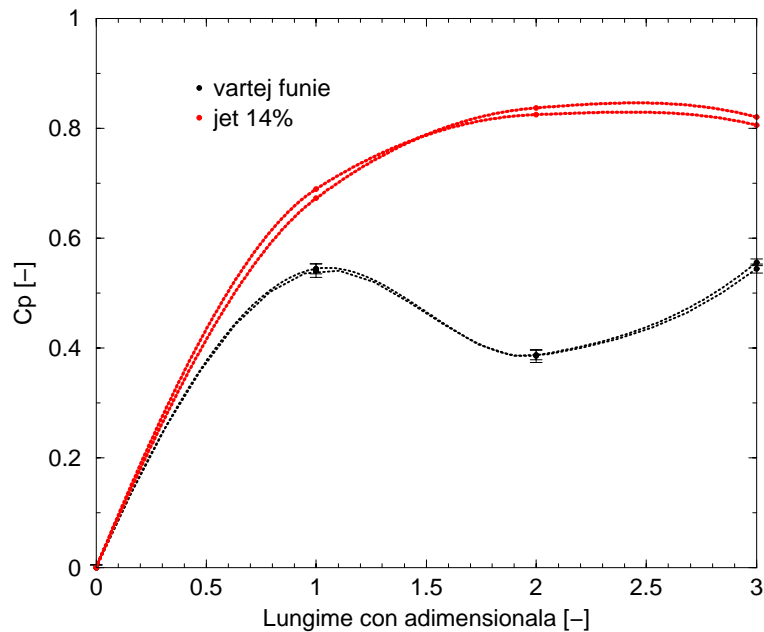


Figura 4. 3. Comparare între coeficientul de recuperare pentru curgere cu vârtej funie (negru) și curgere cu injecție de apă la 14% (roșu)

Din analiza tuturor graficelor coeficientului de presiune putem argumenta că dacă este utilizată această metodă de control cu injecție de apă este posibil a se utiliza în practică conuri ale tubului de aspirație mult mai compacte din care să se obțină o mai bună recuperare a presiunii.

În Figura 4. 4, Figura 4. 5, Figura 4. 6 se vor prezenta graficele corespunzătoare recuperării de presiune pentru cele trei nivele MG1, MG2 și MG3 funcție de debitul de apă injectat.

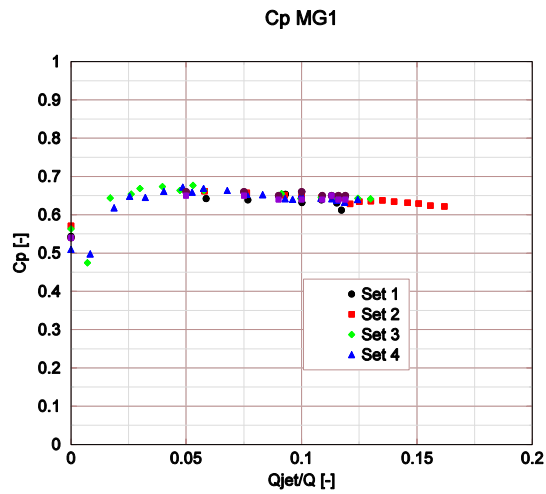


Figura 4. 4. Coeficientul de recuperare al presiunii pentru nivelul MG1

Din analiza coeficientului de recuperare al presiunii pentru nivelul MG1 se poate observa că în varianta fără jet avem o valoare de aproximativ 0,55. După ce se injectează apă la debite de sub 1,5% avem o scădere. Această scădere este datorată instabilității induse de curgerea cu vârtej funie. Scăderea coeficientului de recuperare a presiunii la debite de injecție de sub 1,5% este de asemenea înregistrată pe toate nivelele investigate. După ce se trece de această valoare a debitului de injecție de 1,5% recuperarea de presiune pe con începe să crească până se ajunge la o valoare a coeficientului de recuperare 0,65. Această valoare a recuperării de presiune se menține aproximativ la fel pentru toate debitele de injecție.

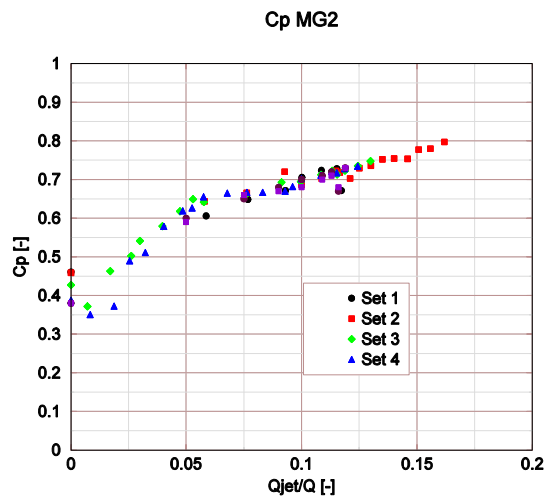


Figura 4. 5. Coeficientul de recuperare al presiunii pentru nivelul MG2

Pentru nivelul MG2 în varianta când nu avem injecție de jet coeficientul de recuperare al presiunii are o valoare de aproximativ 0.47. atunci când se injectează

apă, în prima fază avem o scădere a acestui coeficient datorită instabilității induse. După o valoare de 3% jet c_p începe să crească constant până ce atinge o valoare de 0.72 la 10 % jet.

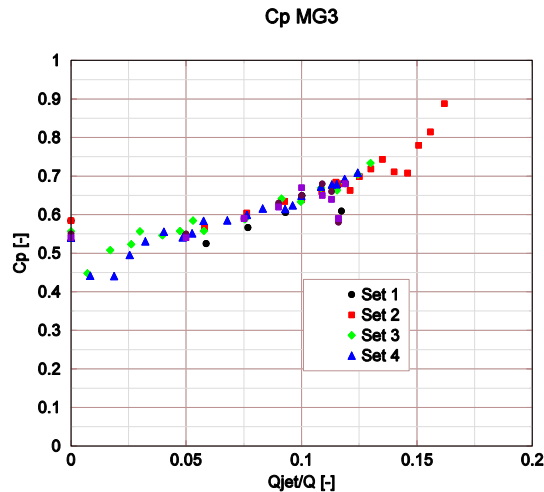
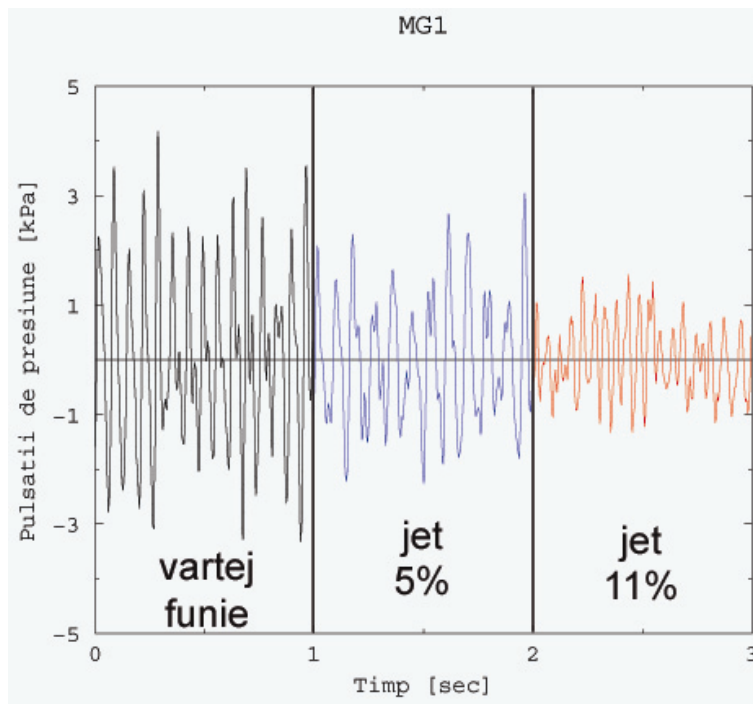
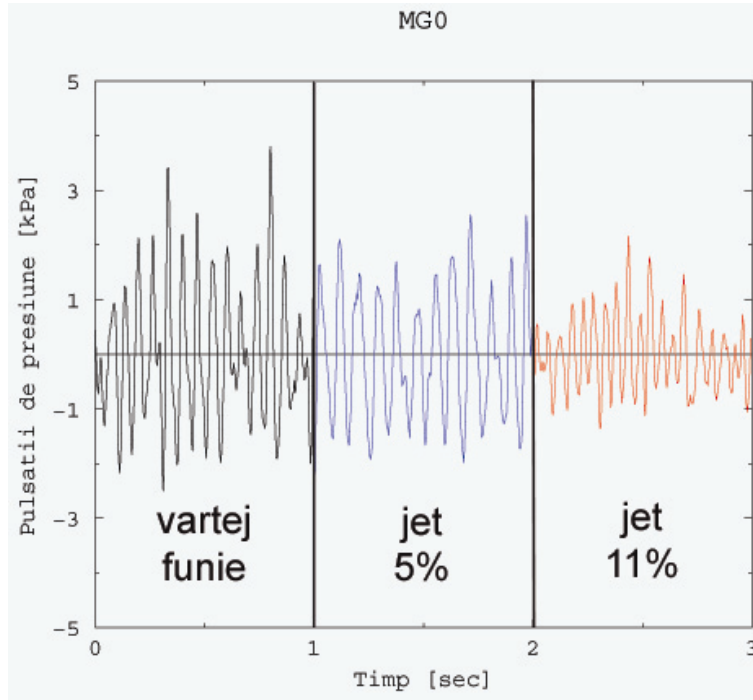


Figura 4. 6. Coeficientul de recuperare al presiunii pentru nivelul MG3

Pentru nivelul MG3, la fel ca în cazul nivelului MG2 avem o creștere a coeficientului de recuperare a presiunii aproximativ liniară funcție de debitul de injecție. Dacă la debite mici de injecție (sub 5%) avem o scădere datorată instabilității induse de jetul axial, după această valoare coeficientul începe să crească. Ca pentru toate nivelele investigate se observă o scădere bruscă a coeficientului în zona de injecție de aproximativ 11,3-11,6%, Bosioc et al. [25], Baya et al. [13].

4.4. Rezultate experimentale pentru pulsațiile de presiune.

O altă analiză a pulsațiilor de presiune este reprezentarea pulsațiilor de presiune. În graficele ce urmează se vor prezenta variația pulsațiilor de presiune pentru varianta fără jet și cu jet la 5% și 11% pentru cele patru nivele MG0, MG1, MG2 și MG3. Cu negru avem variația pulsațiilor de presiune pentru varianta fără jet, cu albastru cu jet la 5%, iar la 11% cu roșu. Pentru primul nivel situat la nivelul din gât MG0 variația este mult mai mare în cazul când nu avem jet. La debit parțial avem o scădere, iar la debit de 11% variația pulsațiilor scade la jumătate față de varianta inițială. Din punct de vedere calitativ de la o variație de ± 3 kPa se ajunge la $\pm 1,5$ kPa pentru un debit al jetului de 11%, ceea ce înseamnă o reducere a fluctuațiilor pentru MG0 cu 50%. Pentru nivelul MG1 observăm că pulsațiile sunt cuprinse între ± 4 kPa pentru curgerea cu vârtej, scad la 1,5 kPa pentru un jet de 11% ceea ce înseamnă o reducere a fluctuațiilor cu peste 60%. O reducere consistentă cu peste 55% se observă și pentru nivelul MG2. În nivelul MG3 jetul nu este suficient de puternic pentru a distruge zona de instabilitate, prin urmare avem un efect invers de amplificarea pulsațiilor.



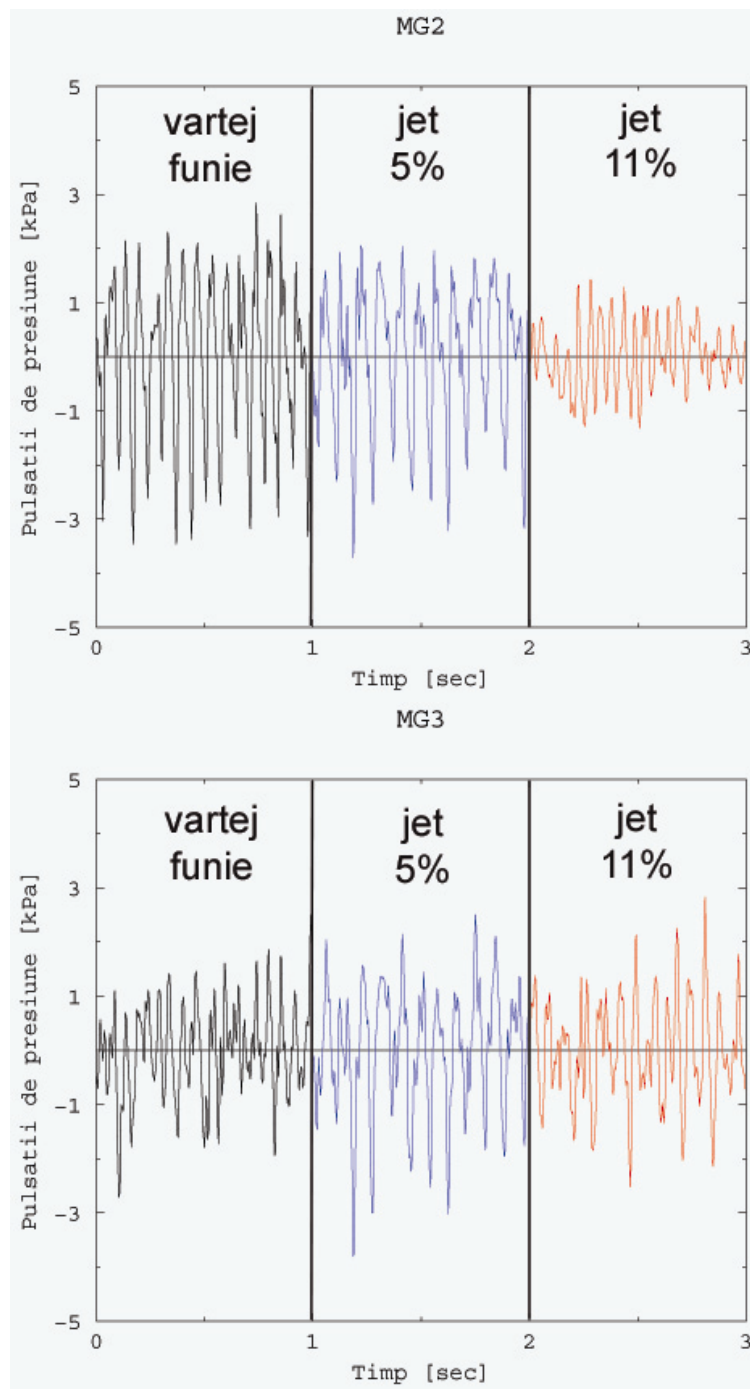


Figura 4. 7. Analiza pulsațiilor de presiune fără jet (negru), cu 5% jet (albastru) și 11% jet (roșu) pentru cele patru nivele investigate

Din prima analiză a vizualizării pulsațiilor de presiune reiese faptul că este nevoie de o cantitate de peste 10% debit de jet din debitul de funcționare pentru a fi diminuate pulsațiile de presiune semnificativ. Din această primă analiză rezultă că pulsațiile de presiune se diminuează pe primele trei nivele MG0, MG1 și MG2. Pe ultimul nivel investigat MG3 avem în schimb o amplificare a pulsațiilor de presiune. O explicație a creșterii acestora ar fi faptul că zona de stagnare care se formează în con odată cu vârtejul funie este împinsă cu injecția de apă în jos. La debitul de injecție de 11%, această zonă de stagnare împreună cu vârtejul funie încă nu este eliminată complet. Ca urmare pulsațiile de presiune au valori mari față de curgerea inițială cu vârtej funie.

4.4.1. Reconstrucția semnalului de presiune cu amplitudinea echivalentă

Pentru a verifica corectitudinea transformatei Fourier a semnalului analizat, cu ajutorul programului realizat în Fortran, am reconstruit semnalul de presiune pentru trei cazuri. Primul caz corespunde curgerii cu vârtej, al doilea caz corespunde curgerii cu injecție de apă la 5% debit, iar cel de-al treilea caz corespunde pentru 10% injecție de apă. S-au reconstruit semnalele pentru fiecare nivel în parte și s-a comparat semnalul măsurat cu cel reconstruit.

Semnalul de presiune reconstruit ia în considerare trei componente din semnalul de presiune inițial: amplitudinea echivalentă dată de ecuația (4. 18) care este reconstruită după modul m cu amplitudine maximă din transformata Fourier, frecvența dată de asemenea de modul m cu amplitudine maximă și de faza semnalului inițial. Faza semnalului reconstruit ține seama de cei doi coeficienți ai transformatei Fourier a_m și b_m din semnalul inițial. Dacă pentru semnalul reconstruit

se denumesc doi coeficienți $a_m^* = a_m \frac{A_{ech}}{\sqrt{a_m^2 + b_m^2}}$ și $b_m^* = b_m \frac{A_{ech}}{\sqrt{a_m^2 + b_m^2}}$, semnalul

reconstruit va fi definit cu formula:

$$s^*(t) = a_m^* \cos\left(\frac{2\pi m}{T} t\right) + b_m^* \sin\left(\frac{2\pi m}{T} t\right) \quad (4. 19)$$

Prin urmare semnalul reconstruit (în graficele de mai jos este reprezentat cu roșu) ia în considerare principalele componente ale semnalului inițial: pastrează aceeași energie a semnalului de presiune dată printr-o amplitudine echivalentă, pastrează frecvența semnalului original și pastrează faza. Analiza de fază din semnalul reconstruit va ajuta la determinarea tipului de pulsație predominant din secțiunea de test funcție de regimul de funcționare.

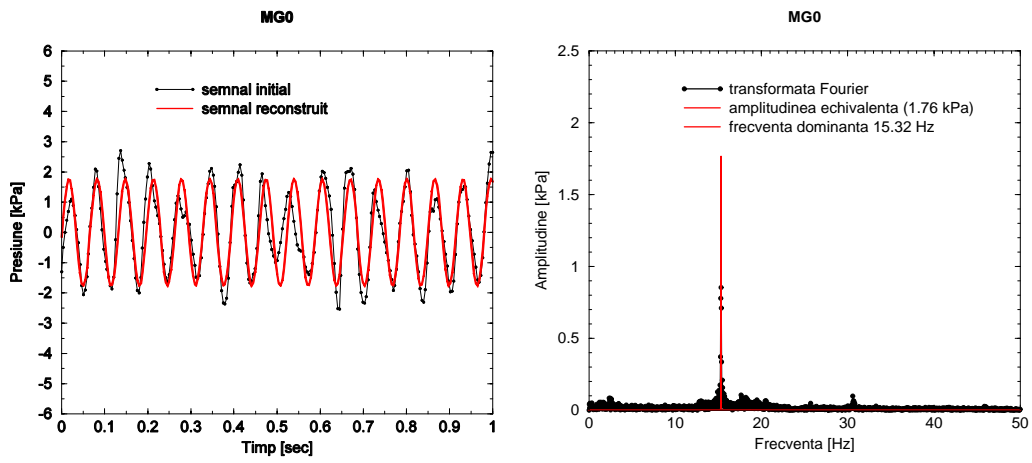


Figura 4. 8. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG0 în cazul fără jet

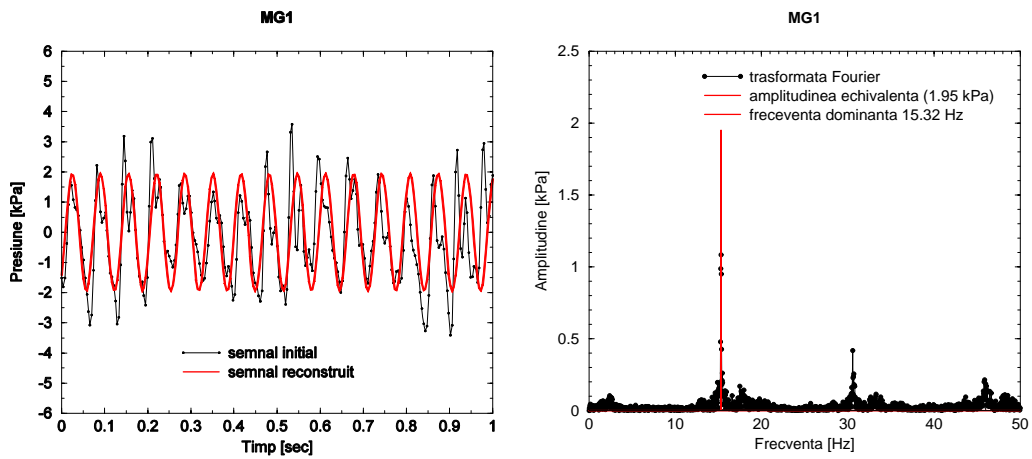


Figura 4. 9.. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG1 în cazul fără jet

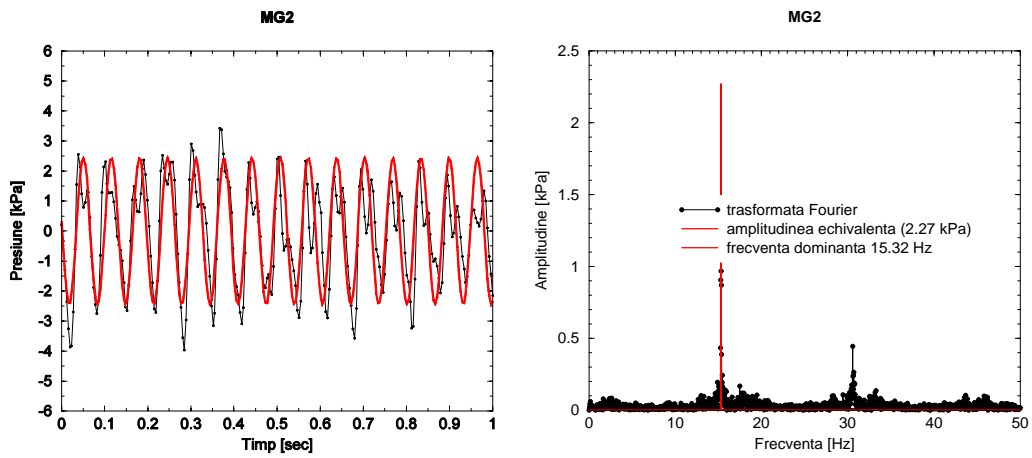


Figura 4. 10. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG2 în cazul fără jet

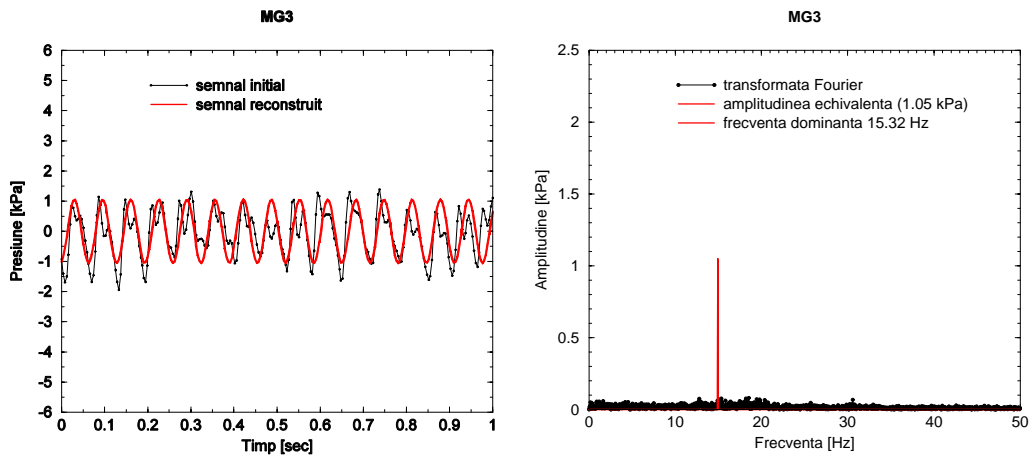


Figura 4. 11. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG3 în cazul fără jet

Reconstrucția de semnal pentru cazul de injecție de apă cu 5% este prezentată în figurile de mai jos pentru cele patru nivele:

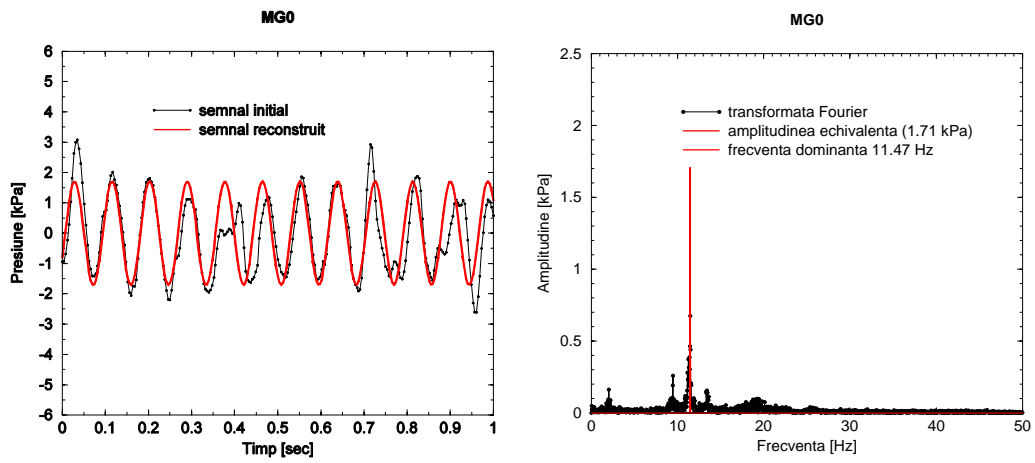


Figura 4. 12. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG0 în cazul cu 5% injecție de jet

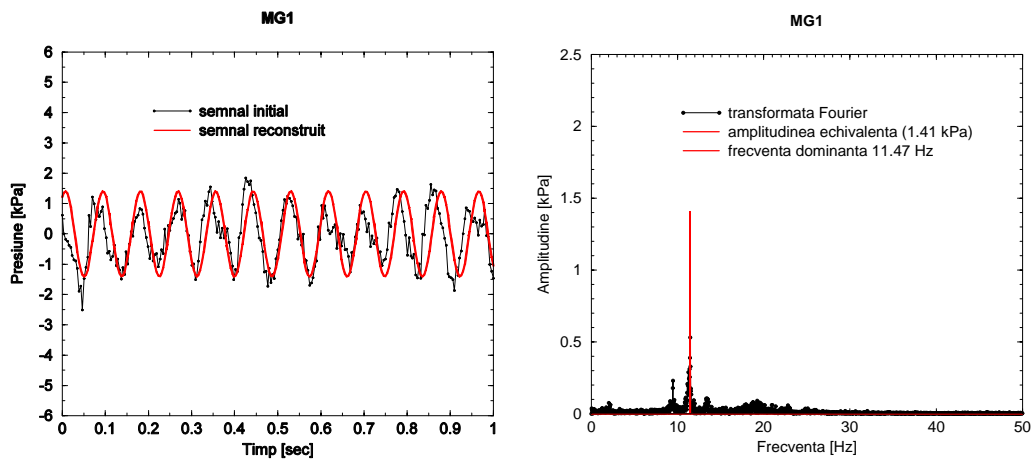


Figura 4. 13. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG1 în cazul cu 5% injecție de jet

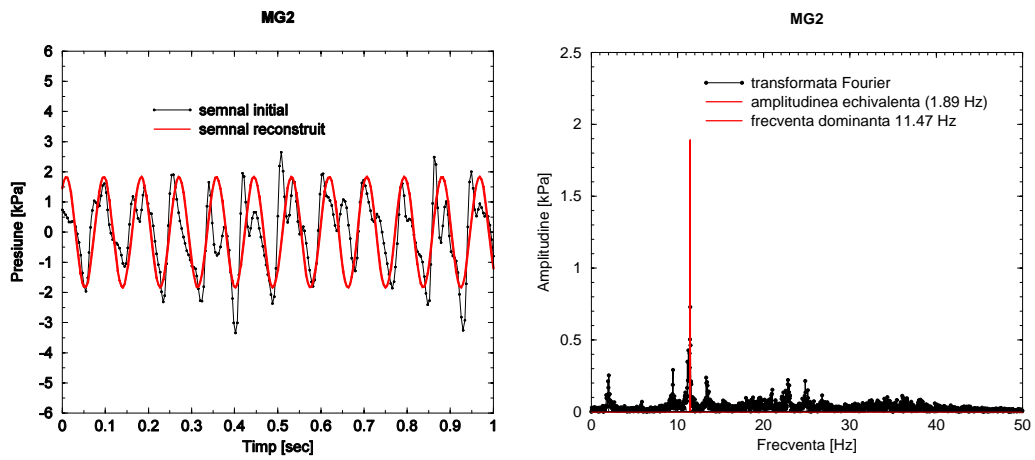


Figura 4. 14. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG2 în cazul cu 5% injecție de jet

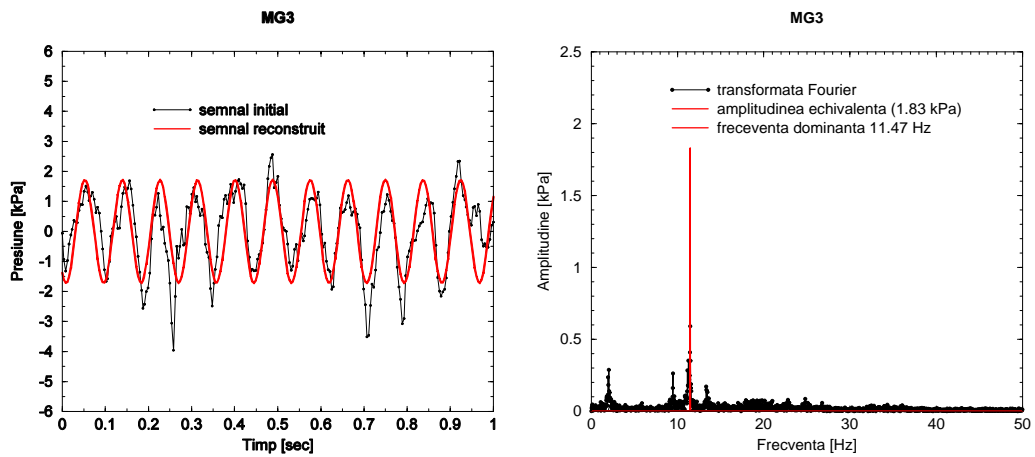


Figura 4. 15. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG3 în cazul cu 5% injecție de jet

Figura următoare va prezenta reconstrucția semnalului de presiune pentru cazul curgerii cu injecție de apă la 10%.

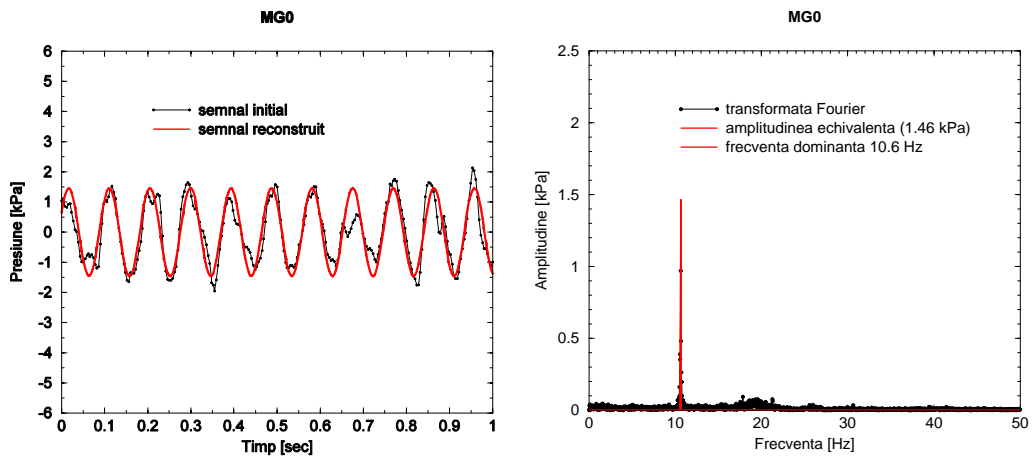


Figura 4. 16. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG0 în cazul cu 10% injecție de jet

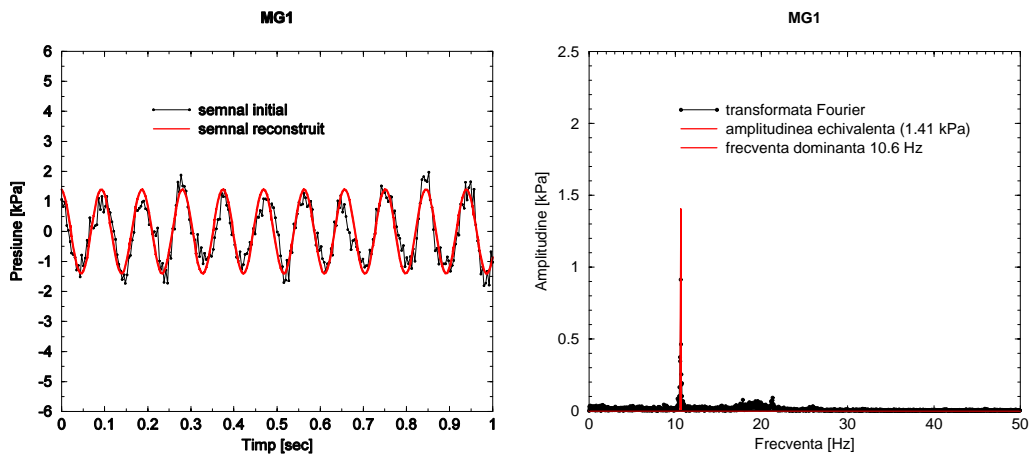


Figura 4. 17. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG1 în cazul cu 10% injecție de jet

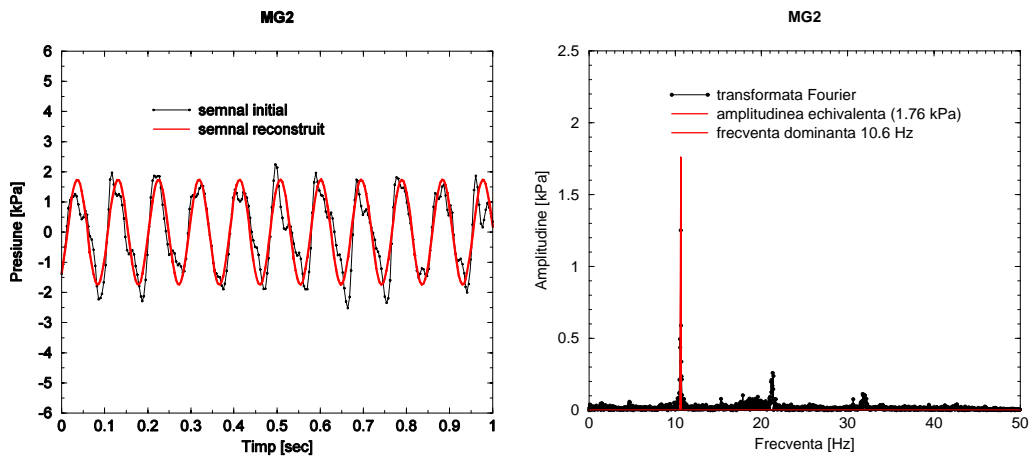


Figura 4. 18. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG2 în cazul cu 10% injecție de jet

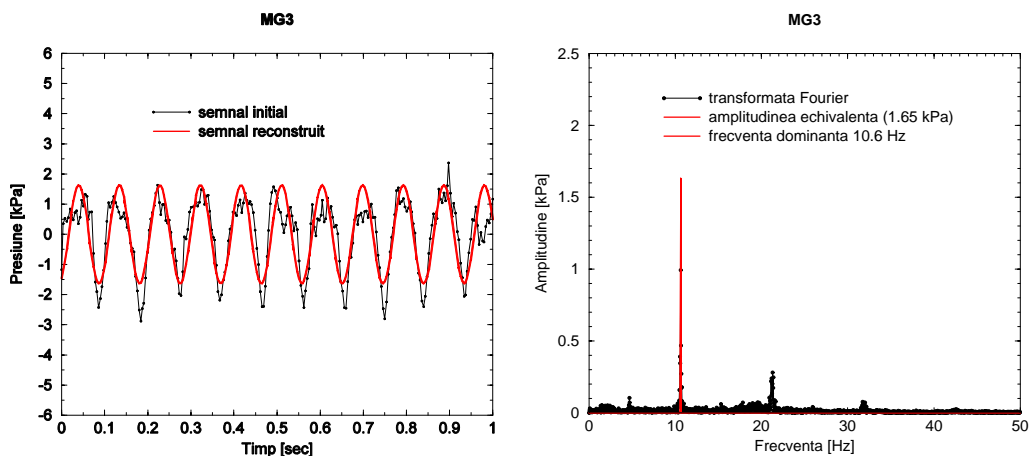


Figura 4. 19. Reconstrucția semnalului de presiune pentru nivelul MG3 în cazul cu 10% injecție de jet

Din reconstrucția semnalului de presiune cu amplitudinea echivalentă după armonica principală și suprapunerea lui peste semnalul de presiune inițial se observă o bună asemănare. În concluzie amplitudinea maximă determinată după teorema lui Parseval este un mod corect de analiză a amplitudinilor pulsațiilor de presiune. După această metodă semnalul reconstruit are aceeași energie ca și semnalul măsurat. Fiind validată corectitudinea amplitudinii echivalente, se vor analiza regimurile de funcționare prezentate în Tabelul 4.1. Corespunzător calculului amplitudinii echivalente medii din 100 de seturi pentru fiecare regim de funcționare, va fi calculată și abaterea medie pătratică. În acest fel pentru fiecare regim de funcționare vom avea amplitudinea medie echivalentă calculată pentru 100 de seturi de măsurători dar și abaterea medie pătratică corespunzătoare.

4.4.2. Influența jetului asupra amplitudinii pulsațiilor de presiune

Figura 4. 20 (stânga) de mai jos va prezenta valorile amplitudinii echivalente ale pulsațiilor de presiune pentru varianta fără jet de-a lungul conului din formula RMS-ului:

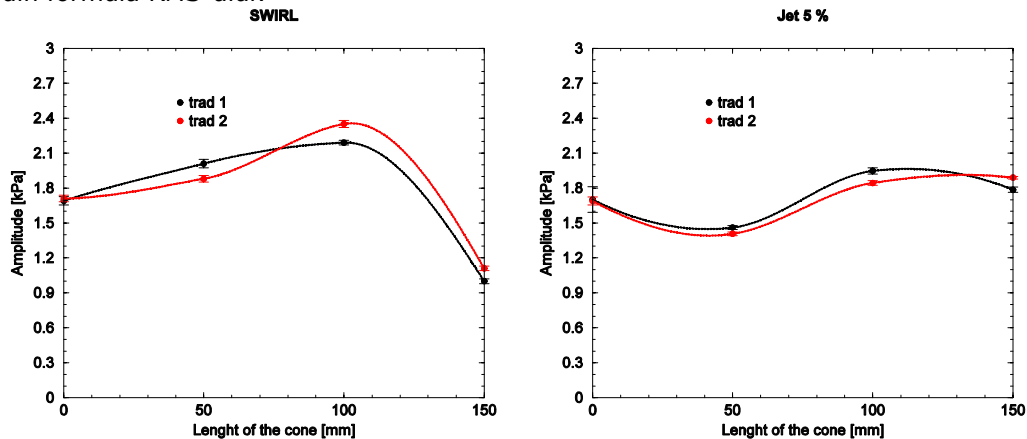


Figura 4. 20. Transformatele Fourier ale pulsațiilor de presiune de-a lungul conului pentru varianta curgerii cu vârtej funie și cu jet 5%

Corespunzător amplitudinii de pe fiecare nivel, frecvența armonicii principale calculate după transformata Fourier este de 15,25 Hz pentru cazul curgerii cu vârtej funie, frecvența măsurată în con fiind aproximativ egală cu frecvența rotorului liber. Din amplitudinea echivalentă măsurată pe lungimea secțiunii divergente se observă că avem o valoare mai mare corespunzătoare punctului MG2 de măsură. Aceste diferențe de amplitudini pentru fiecare nivel sunt date de forma vârtejului funie aflat în secțiunea de test. Corespunzător părții cilindrice a vârtejului funie la intrarea în secțiunea divergentă a secțiunii de test MG0 (0 mm) avem o amplitudine mică la intrare. Pe măsură ce înaintăm în con vârtejul funie are o formă elicoidală, corespunzător creșterii amplitudinii în punctul MG1 (50 mm). În punctul MG2 (100 mm) vârtejul funie este cel mai dezvoltat corespunzător amplitudinii maxime măsurate. În partea de ieșire din con corespunzătoare punctului de măsură MG3 (150 mm) vârtejul funie începe să se dezintegreze și amplitudinea echivalentă are o valoare mult mai mică.

Din prima analiză a graficelor pentru varianta cu 5% jet observăm că pentru toate nivelele, vârfurile valorilor amplitudinilor sunt mai scăzute față de prima variantă cu vârtej funie și se simte efectul jetului. Corespunzător amplitudinilor de pe fiecare nivel, avem o frecvență înregistrată de 11,46 Hz. La 10% jet amplitudinea echivalentă calculată după teorema lui Parseval de-a lungul conului are graficul următor:

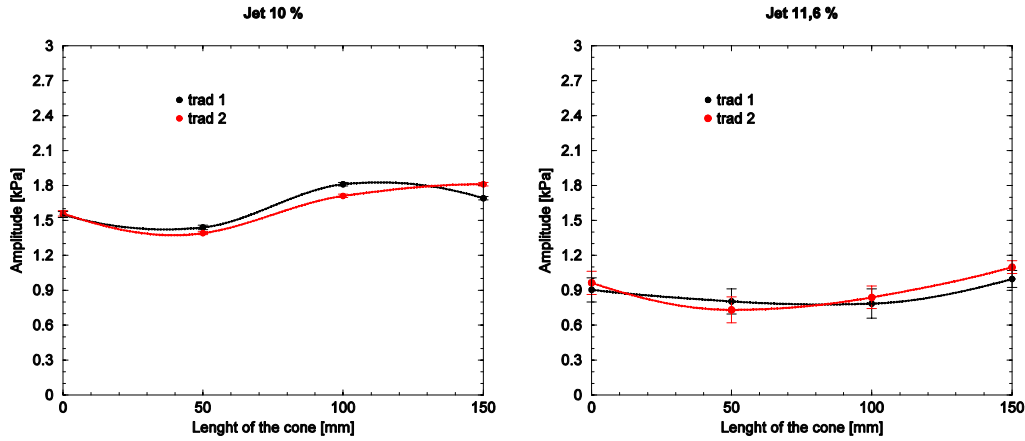


Figura 4. 21. Transformatele Fourier ale pulsațiilor de presiune pentru varianta cu 10% și 11.6% jet de-a lungul conului

Corespunzător amplitudinilor, frecvența calculată la un debit de injecție de 10% este de aproximativ 11,06 Hz, iar corespunzător debitului de injecție de 11,6 % avem o frecvență de 10, 03Hz.

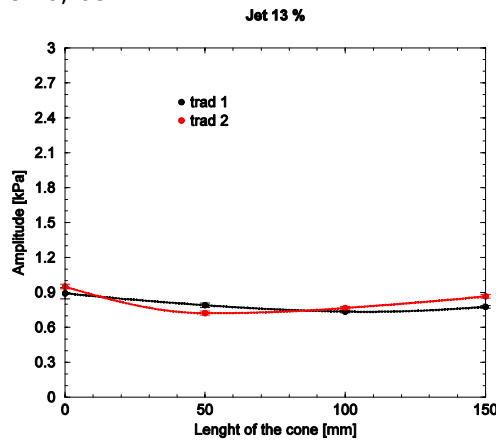


Figura 4. 22. Transformatele Fourier ale pulsațiilor de presiune pentru varianta cu 13% jet de-a lungul conului

La debit de injecție de 13% avem o frecvență caracteristică de 9,4 Hz. Din analiza armonicilor transformatei Fourier cantitativă se observă că atât frecvențele cât și amplitudinile pulsațiilor de presiune scad odată cu creșterea debitului injectat. Amplitudinile echivalente au aproximativ aceeași valoare pe toată lungimea secțiunii divergente și sunt mult mai mici față de regimul de curgere cu vârtej funie. Dacă adimensionalizăm amplitudinile cu formula:

$$\bar{A} = (\sqrt{2} p_{RMS}) / \left(\frac{1}{2} \rho V_{gat}^2 \right) \tag{4. 20}$$

și frecvența cu numărul Strouhal vom avea graficele 3D prezentate in figura de mai jos. Totodată pentru a observa mai bine comportamentul amplitudinilor și frecvențelor funcție de debit se vor prezenta și în varianta 2D. Din aceste grafice se va putea determina debitul optim de injecție din măsurătorile de presiune.

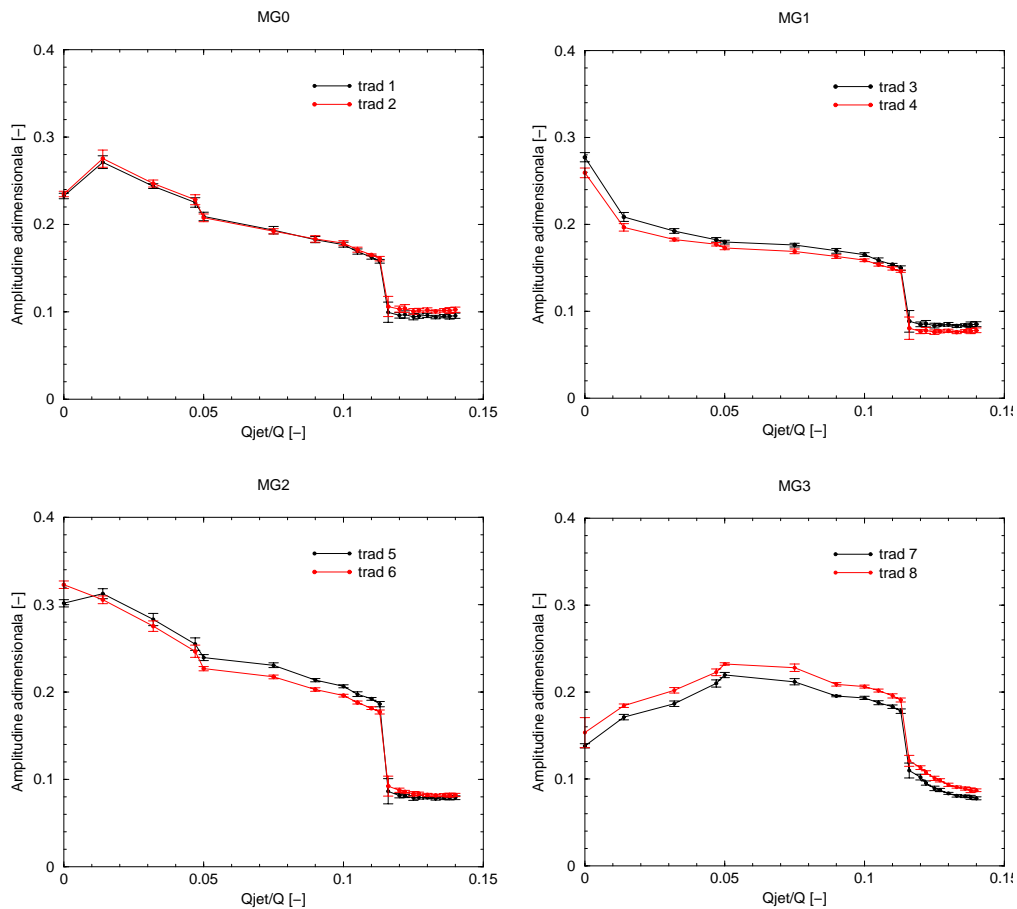


Figura 4. 23. Amplitudinile pulsațiilor de presiune funcție de debitul injectat pentru cele patru nivele din tubul de aspirație în varianta 2D adimensionalizată

Figura 4. 23 prezintă analiza amplitudinilor pulsațiilor de presiune pentru cele patru nivele și banda de erori corespunzătoare fiecărui punct măsurat funcție de raportul debitului de apă injectat față de cel de funcționare. Pentru fiecare nivel analiza este efectuată pentru cei doi traductori. În acest fel se va verifica dacă amplitudinile de pe același nivel sunt asemănătoare sau diferă. Variația amplitudinilor de pe același nivel este mai pronunțată numai pentru nivelul de la ieșire din secțiunea de test, unde diferența dintre amplitudini este sub 6%. Dacă se analizează injecția de jet de apă se observă pentru toate nivelele o scădere bruscă a amplitudinilor pulsațiilor de presiune și nu o scădere liniară a acestora. Această scădere bruscă este înregistrată la aproximativ 11,3-11,6%. Dacă se vor media amplitudinile de pe cele două traductoare situate pe același nivel vom obține graficele prezentate mai jos:

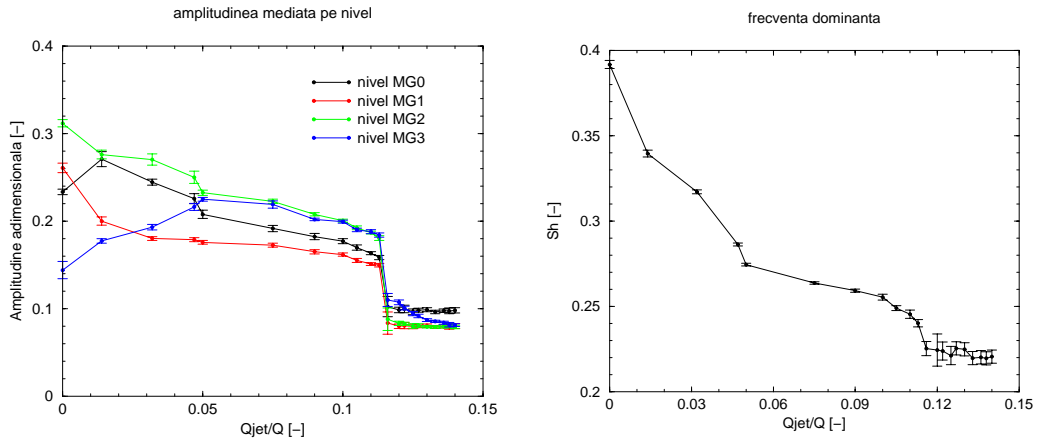


Figura 4. 24. Amplitudinile (stânga) și frecvențele (dreapta) pulsațiilor de presiune funcție de debitul injectat pentru cele patru nivele din tubul de aspirație în varianta 2D adimensionalizată

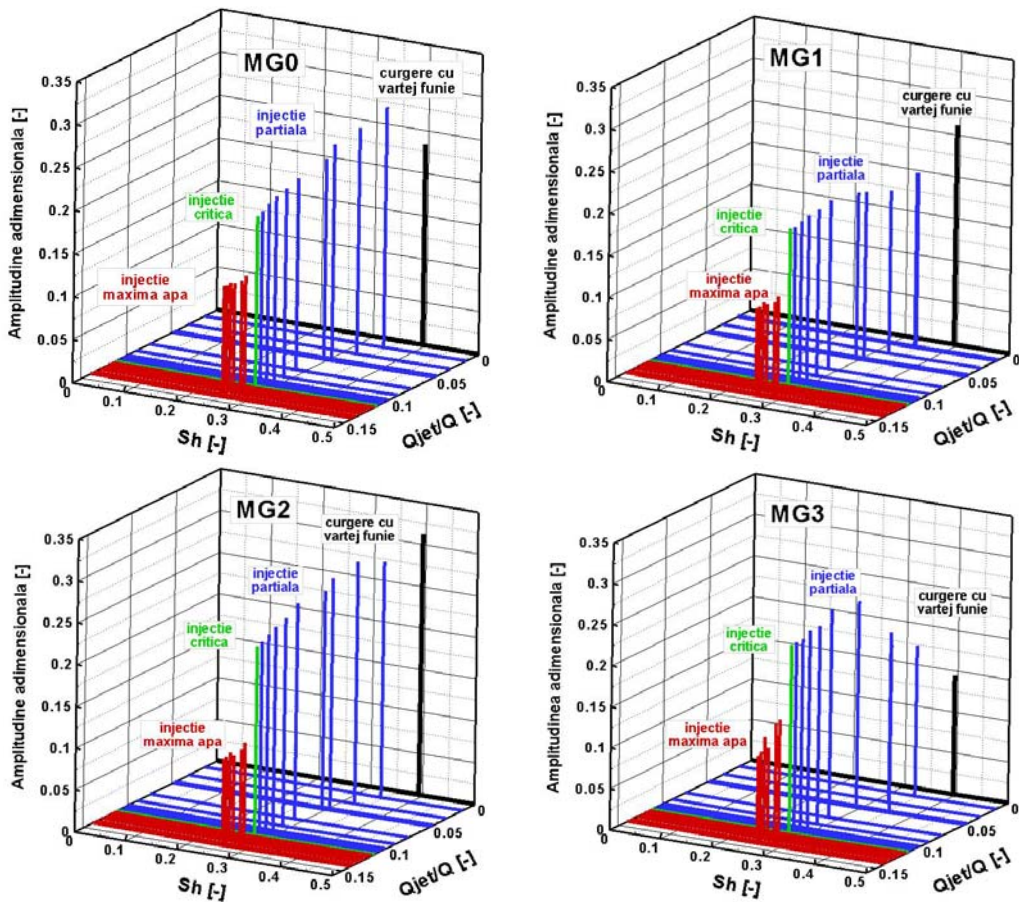


Figura 4. 25. Amplitudinile și frecvențele pulsațiilor de presiune funcție de debitul injectat pentru cele patru nivele din tubul de aspirație în varianta 3D

Frecvențele funcție de debitul injectat scad odată cu debitul jetului de injecție, conform Figura 4. 24 - dreapta. Figura 4. 24 prezintă analiza amplitudinilor pulsațiilor de presiune funcție de debitul injectat. La fel ca și pentru frecvență, la un debit de 11,3% se observă o scădere bruscă a amplitudinii pulsațiilor de presiune. Din această analiză a amplitudinilor și a frecvențelor putem spune că jetul trebuie să aibă un debit de peste 12% din cel de funcționare pentru a elimina amplitudinile pulsațiilor de presiune, Bosioc et al. [26].

Fenomenul de scădere bruscă a amplitudinilor se înregistrează la același debit de injecție (11,3%) pentru toate nivelele din secțiunea divergentă unde a fost investigată presiunea. Dacă pentru regimul de curgere cu vârtej funie avem amplitudini diferite corespunzătoare formei vârtejurii funie, la debitul de injecție maxim, amplitudinile sunt aproximativ similare pe toată lungimea conului. Acest lucru ne spune că amplitudinile mari induse de vârtej au fost eliminate, totodată fiind eliminate vibrațiile datorate lui.

4.4.3. Determinarea tipului de pulsație din secțiunea de test din semnalul reconstruit.

Pulsațiile de presiune existente în conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice pot fi de două tipuri, Jacob et al. [54]:

- Pulsații de tip piston (sincrone) acționează pe axa verticală a conului tubului de aspirație. Acest tip de pulsație poate fi comparat cu lovitura de berbec, astfel dacă pe același nivel vor fi montați mai mulți traductori, ei vor înregistra în același timp aceleași pulsații de presiune, dar dacă se analizează pulsațiile de presiune în timp acestea variază. Variația pulsației în timp este pulsația de tip piston sau sincronă.
- Pulsații rotative (asincrone) acționează orizontal în conul tubului de aspirație și se pot determina numai dacă sunt montați mai mulți traductori pe același nivel. Sunt produse de instabilități cum ar fi vârtejul funie. Dacă spre exemplu avem vârtej funie în conul tubului de aspirație acesta are o mișcare de precesie. Datorită formei lui cât și mișcării de precesie acesta produce instabilități în câmpul de presiune. Ca urmare dacă avem montați doi traductori de presiune pe același nivel, se va înregistra un semnal de presiune de la cei doi traductori ce va fi în opoziție de fază. Acest tip de pulsație se numește pulsație rotativă. Pentru exemplificarea acestui tip de pulsație cât și pulsației de tip piston se va prezenta următorul grafic:

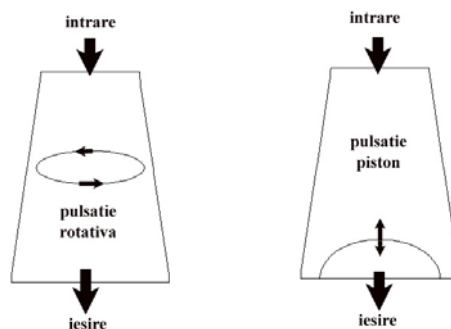


Figura 4. 26. Tipuri de pulsatii în difuzorul conic

Pentru un difuzor conic poate fi o pulsație rotativă prezentată în stânga, ce produce pulsații asincrone diferite pe același nivel sau o pulsație de tip piston sau sincronă, egale ca mărime pe același nivel.

Pentru determinarea tipului de pulsație existent pe secțiunea de test montată pe standul experimental avem patru nivele, iar pe fiecare nivel avem montați doi traductori. Opoziția de fază a două semnale se poate determina după metoda amintită mai jos:

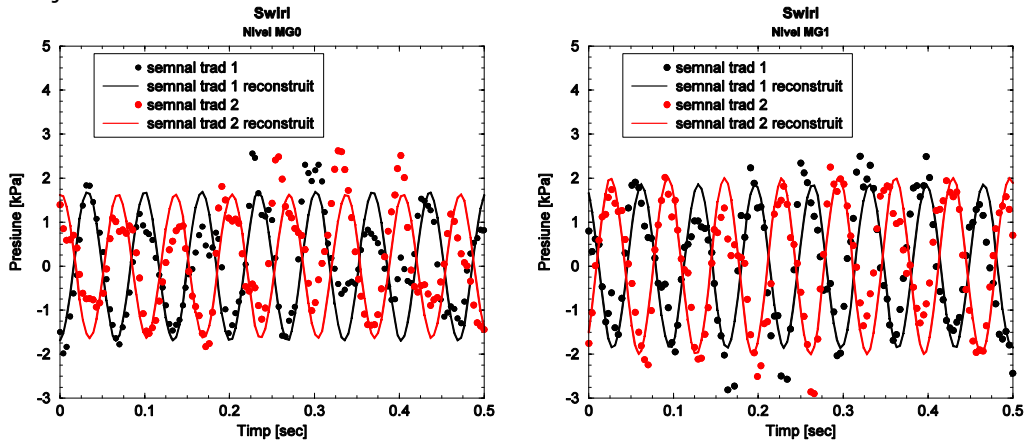
- Dacă avem două semnale de presiune achiziționate de pe același nivel, aplicând formulele:

$$\frac{S_1 + S_2}{2} \Rightarrow \text{Componenta sincronă (piston) a semnalului de presiune} \quad (4.21)$$

$$\frac{S_1 - S_2}{2} \Rightarrow \text{Componenta asincronă (rotativ) a semnalului de presiune} \quad (4.22)$$

unde S_1 și S_2 sunt cele două semnale de presiune înregistrate pe același nivel, situate la 180° unul față de celălalt.

Semnalul descompus pentru această analiză este semnalul reconstruit. S-a ales analiza semnalului reconstruit pentru că semnalul măsurat conține și o sursă de zgomot. Acest zgomot este dat pe de o parte de curgerea cu rotație din con, dar și de componentele electronice ale sistemului de achiziție. Pentru a observa diferențele dintre semnalele de presiune situate pe același nivel avem prezentate graficele de mai jos:



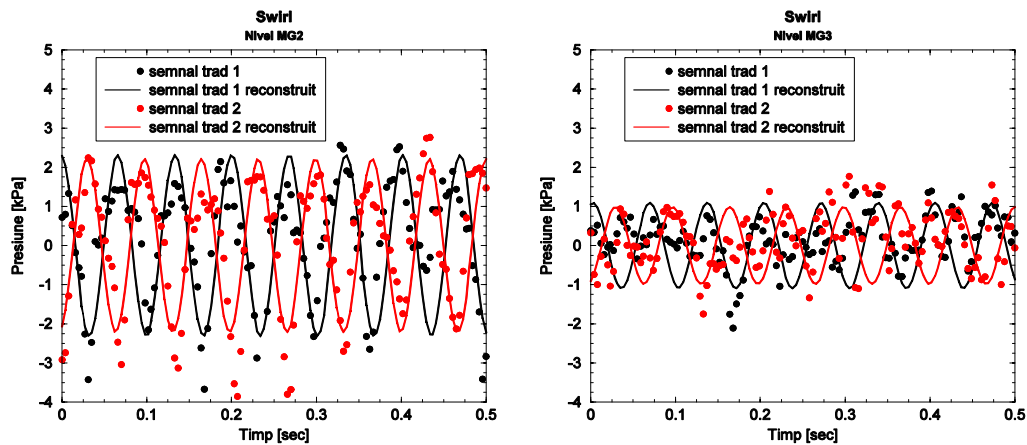
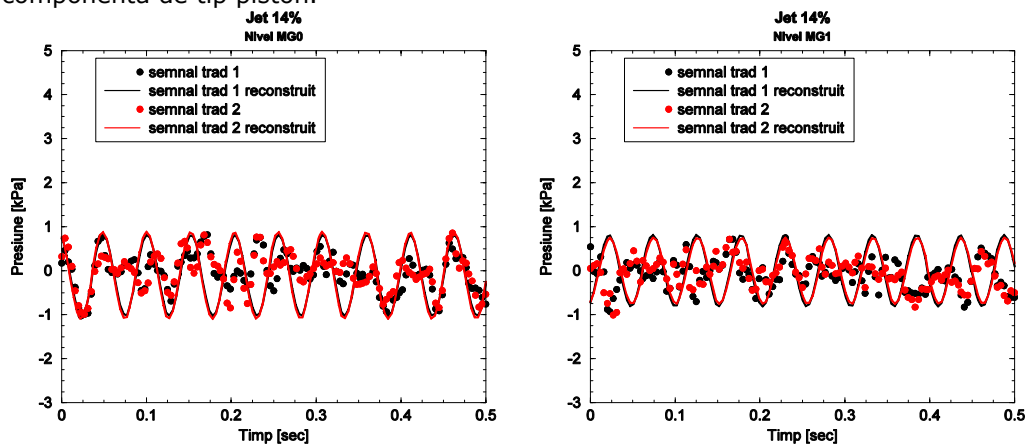


Figura 4. 27. Forma semnalelor măsurate și reconstruite pentru curgerea cu vartej funie pe cele patru nivele investigate

În cazul curgerii cu vartej funie observăm că pe toate cele patru nivele investigate, semnalul de presiune atât cel măsurat dar și cel reconstruit sunt în opoziție de fază. Amplitudinea pulsației de presiune are valori mari pentru primele 3 nivele acolo unde vârtejul funie este dezvoltat și este mai mică pe ultimul nivel acolo unde vârtejul funie începe să se dezintegreze. Din opoziția de fază a semnalelor rezultă în primă fază că avem predominantă componenta rotativă, amplitudinile pe cele două semnale fiind aproximativ egale. Odată cu injecția de apă la un debit de 14% în Figura 4. 28 se observă că semnalele reconstruite sunt în fază. Aceasta înseamnă că perturbația dată de componenta rotativă este mult mai mică față de componenta de tip piston.



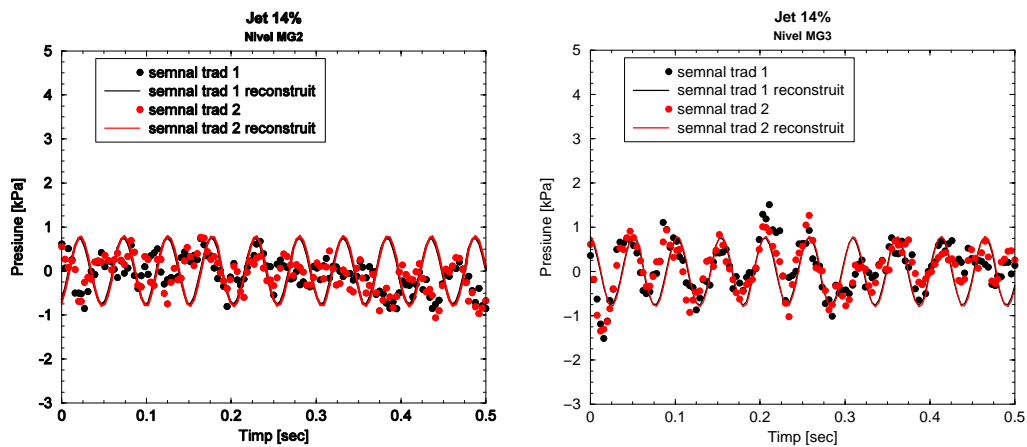


Figura 4. 28. Forma semnalelor măsurate și reconstruite pentru curgerea cu injecție de apă la 14% pe cele patru nivele investigate

Aplicând formulele de calcul enunțate anterior s-a descompus semnalul de presiune reconstruit vizualizat în Figura 4. 27, Figura 4. 28 pentru 6 regimuri de curgere funcție de lungimea conului.

Primul grafic din Figura 4. 29 prezintă descompunerea semnalului de presiune în cazul curgerii cu vartej funie. Pulsația predominantă așa cum s-a observat anterior este cea de tip rotativ, având vârful de amplitudine pentru nivelul MG2. Această componentă rotativă are valori de aproximativ 2 kPa, iar sursa de excitație este vârtejul funie situat în con. Aceste pulsații rotative se vor propaga în întreg sistemul hidraulic. Pulsația predominantă de tip piston se menține până la valori ale debitului injectat de 11%. După această valoare configurația pulsațiilor se schimbă. Pulsația de tip rotativă este înlocuită cu cea de tip piston, prima dată pe primele trei nivele din con, iar la un debit de 14% pulsația de tip piston se găsește pe toate cele patru nivele. Transformarea pulsației din rotativ în piston este datorată elasticității sistemului hidraulic. Sursa pentru excitația de tip piston nu este localizată în con, ea fiind datorată regimului de curgere și a sistemului hidraulic. Chiar dacă pentru regimul de curgere cu jet amplitudinea pulsației de tip piston este mai mică față de cea rotativă pentru cazul curgerii cu vartej funie, pulsația de tip piston trebuie evitată. Motivul evitării acesteia este că se manifestă în întreg sistemul hidraulic și nu local ca și pulsația de tip rotativ. Ca și consecințe în funcționarea unei turbine cu pulsația de tip piston predominantă sunt salturi de energie la generatorul electric datorată variației turației rotorului. Odată cu variația turației apare și fenomenul saltului turbinei de pe lagărul axial având ca și consecințe avarii și opriri ale instalației.

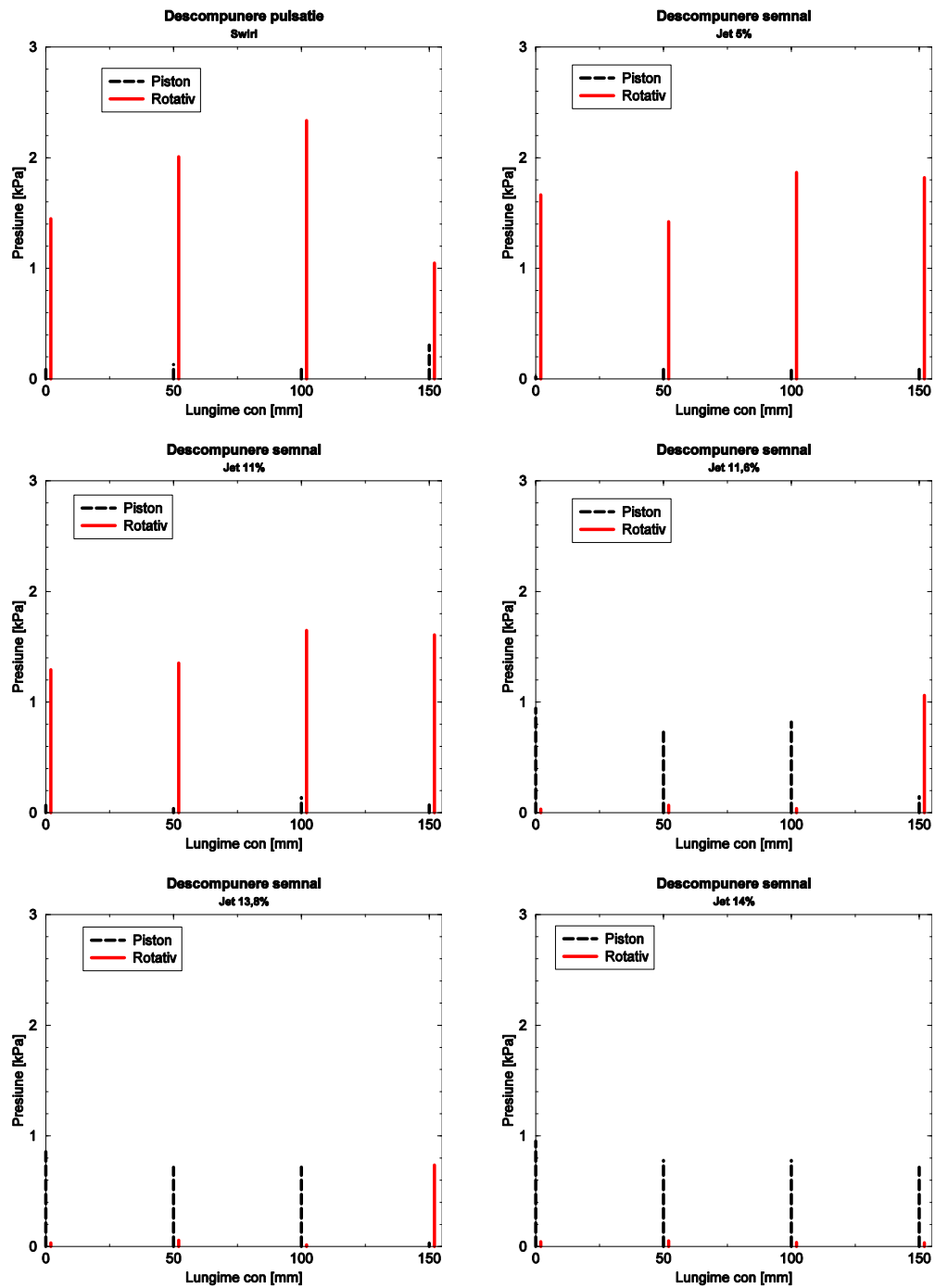


Figura 4. 29. Descompunerea semnalului de presiune reconstruit pe lungimea conului la 6 regimuri de funcționare.

4.4.4. Analiza zgomotului semnalului măsurat.

După cum a fost enunțat în subcapitolul precedent, analiza descompunerii de semnal a fost efectuată cu semnalul reconstruit deoarece semnalul măsurat conține zgomot. Acest zgomot este dat de fenomenul curgerii cu rotație din con dar și de circuitele electrice necesare achiziției de date. Pentru a putea analiza dacă zgomotul semnalului de presiune este de natură sistematică (dat de fenomenul curgerii cu rotație din partea divergentă a secțiunii de test) sau de natură aleatoare (dat de circuitele electronice, electronica traductorilor de presiune) se va face următoarea presupunere. Dacă diferența dintre semnalul măsurat și semnalul reconstruit se așează după o curbă Gaussiană putem spune că zgomotul este de natură sistematică, iar dacă această diferență nu se așează după o curbă Gaussiană putem spune că zgomotul este unul aleatoriu. Mai bine zis putem scrie:

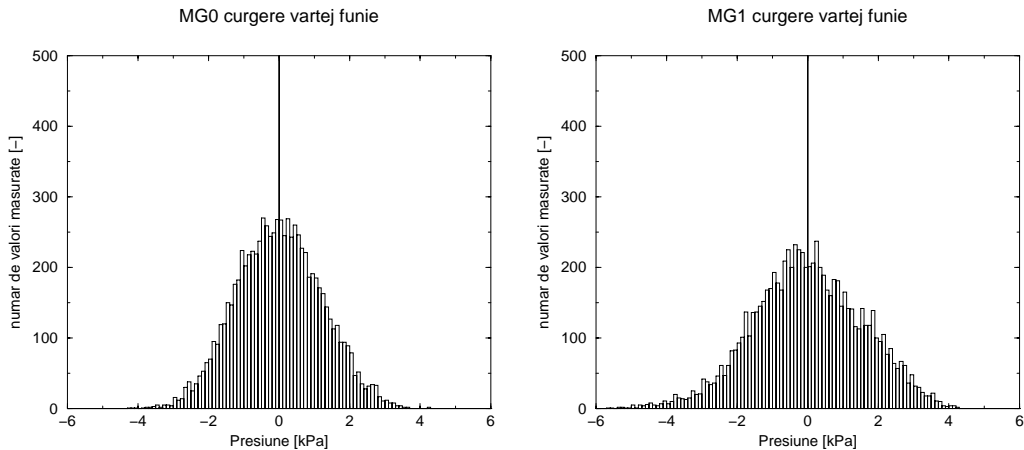
$$S_1 - S_{1rec} \Rightarrow \begin{array}{l} \text{Zgomot de sistem (se așează după o curbă Gaussiană)} \\ \text{sau} \\ \text{Zgomot aleatoriu (nu se așează după o curbă Gaussiană)} \end{array} \quad (4.23)$$

Unde:

- S_1 semnalul de presiune măsurat cu traductorii de presiune
- S_{rec} semnalul de presiune reconstruit cu amplitudinea echivalentă și frecvența dominantă

Această analiză se va efectua pentru trei regimuri de curgere: curgere cu vârtej funie, curgere cu injecție de apă 10% și curgere cu injecție de apă 12%, în cele patru nivele de pe secțiunea de test. Sau ales două regimuri de curgere cu injecție de jet pentru a analiza zgomotul semnalului și după depășirea pragului critic de scădere a amplitudinilor pulsațiilor de presiune.

Zgomotul pulsațiilor de presiune pentru cazul curgerii cu vârtej funie în cele patru nivele se prezintă în figura de mai jos:



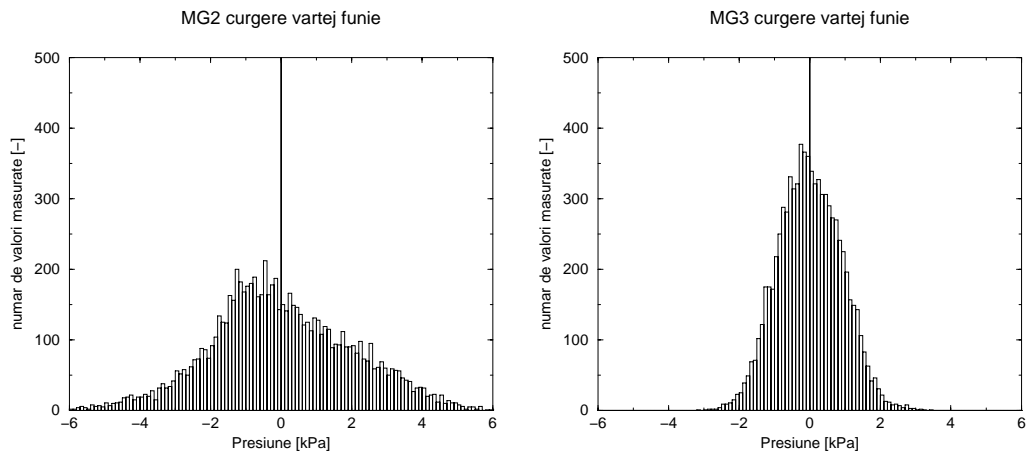


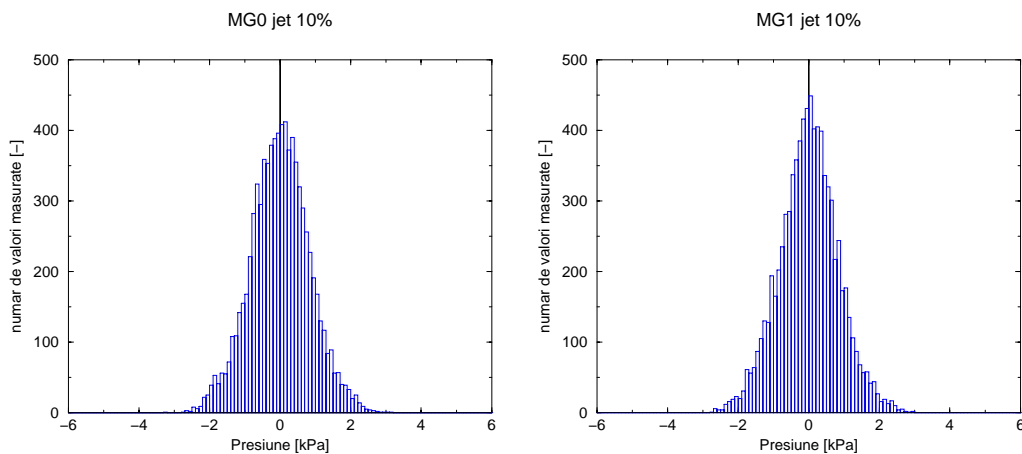
Figura 4. 30. Histograma zgomotului pulsațiilor de presiune pe cele patru nivele în cazul curgerii cu vârtej funie.

Din Figura 4. 30 zgomotul pulsațiilor de presiune se așază după o curbă Gaussiană pentru toate cele patru nivele. Va rezulta că zgomotul este dat în mare parte de fenomenul curgerii cu rotație din secțiunea divergentă. Dacă pentru aceste histogramme calculăm variația medie pătratică sau RMS pentru fiecare nivel în parte vom obține valorile:

Tabel 4. 3. Variația medie pătratică pentru curgerea cu vârtej funie

Regimul de curgere	RMS nivel MG0 [kPa]	RMS nivel MG1 [kPa]	RMS nivel MG2 [kPa]	RMS nivel MG3 [kPa]
Vârtej funie	1.3	1.5568	2.0113	0.89063

Histograma zgomotului pulsațiilor de presiune pentru curgerea cu injecție de apă de 10% va fi prezentată în cele ce urmează:



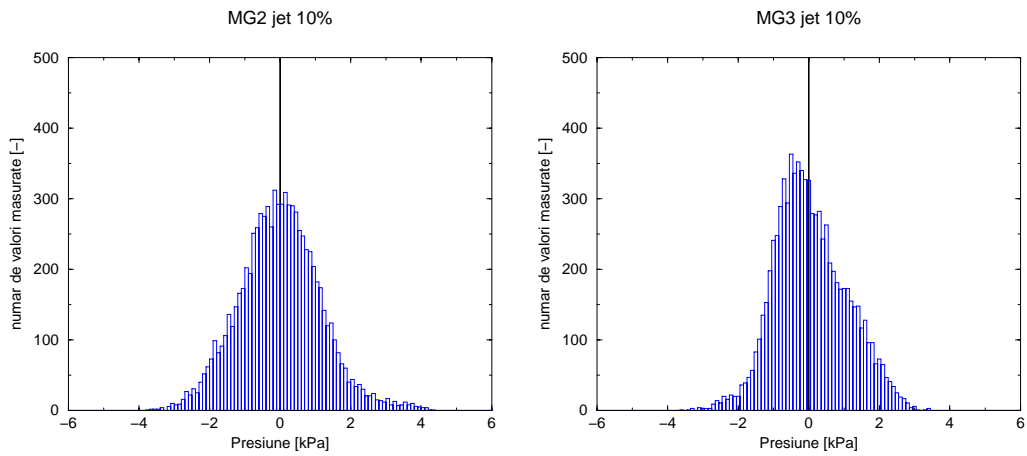


Figura 4. 31. Histograma zgomotului pulsațiilor de presiune pe cele patru nivele în cazul curgerii cu injecție de apă 10%.

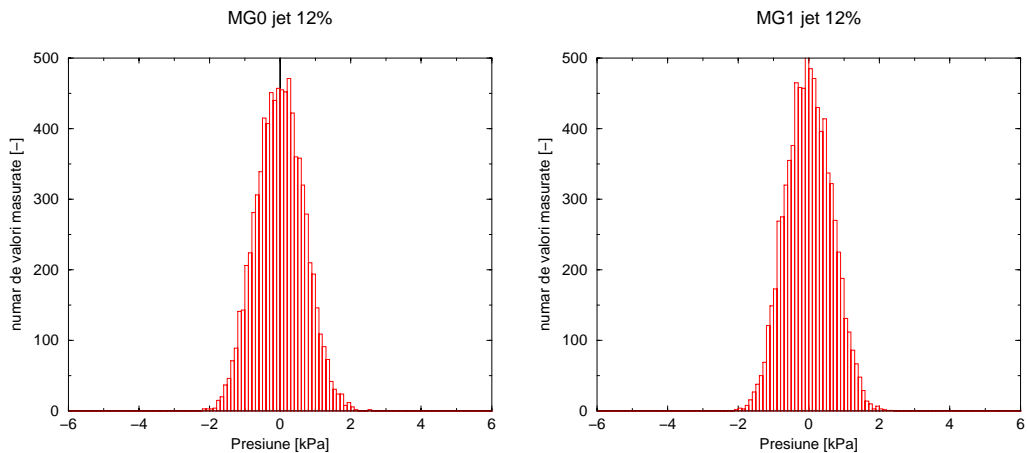
Pentru cazul curgerii cu injecție de apă 10% histogramele zgomotului pulsațiilor de presiune păstrează aceeași formă ca și în cazul curgerii cu vârtej funie. Singura diferență este că histograma este mult mai compactă (mai puține fluctuații de presiune) și se înregistrează mai multe valori pentru aceeași pulsație de presiune.

Dacă se va calcula RMS-ul pentru aceste histograme vom avea valorile:

Tabel 4. 4. Variația medie pătratică pentru curgerea cu injecție de apă 10%:

Regimul de curgere	RMS nivel MG0 [kPa]	RMS nivel MG1 [kPa]	RMS nivel MG2 [kPa]	RMS nivel MG3 [kPa]
Injecție de apă 10%	0.834	0.831	1.15	1.02

Așezarea zgomotului pentru curgerea cu injecție de 12% apă este prezentată în figura de mai jos:



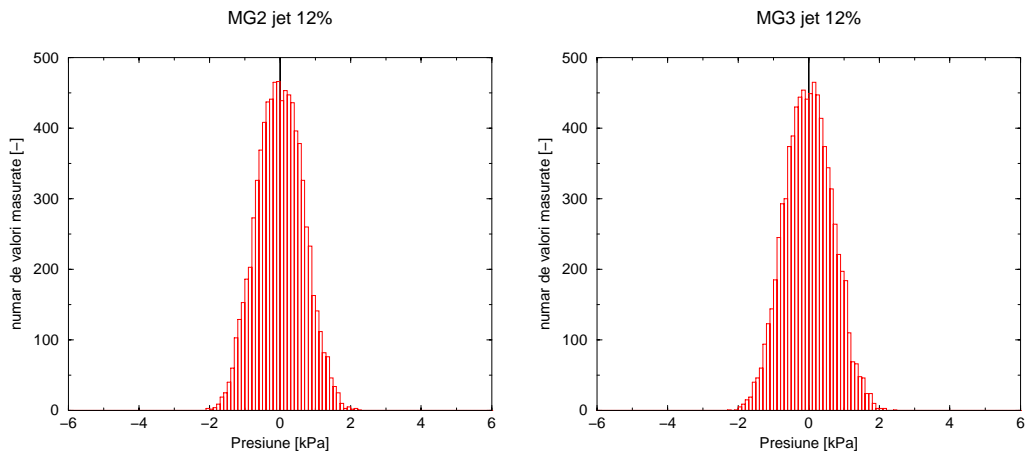


Figura 4. 32. Histograma zgomotului pulsațiilor de presiune pe cele patru nivele în cazul curgerii cu injecție de apă 12%.

Pentru cazul curgerii cu vârtej funie histogramele de pe toate nivelele sunt mult mai compacte față de toate cazurile investigate, prin urmare fluctuațiile sunt mai mici. Dacă se va calcula RMS-ul zgomotului vom avea valorile:

Tabel 4. 5. Variația medie pătratică pentru curgerea cu injecție de apă 12%:

Regimul de curgere	RMS nivel MG0 [kPa]	RMS nivel MG1 [kPa]	RMS nivel MG2 [kPa]	RMS nivel MG3 [kPa]
Injecție de apă 12%	0.677	0.64673	0.65	0.67

Dacă pentru primele două regimuri de curgere investigate: curgere cu vârtej funie și curgere cu 10% injecție de apă, variația zgomotului era diferită pe fiecare nivel în parte, în acest caz, după ce amplitudinile pulsațiilor de presiune au trecut de pragul critic de injecție, inclusiv variația zgomotului semnalului de presiune are o valoare aproximativ constantă pentru toate nivelele.

După analiza zgomotului din cele trei regimuri de curgere putem spune că acesta este dat în mare parte de fenomenul curgerii cu rotație din partea divergentă a secțiunii de test. Ca și în cazul amplitudinilor, avem un zgomot mare și de valori diferite pe fiecare nivel pentru curgerea cu vârtej funie, iar odată cu injecția de apă acesta începe să scadă. Se ajunge ca la depășirea pragului critic de injecție, acest zgomot să aibă valori aproximativ egale pe toată lungimea secțiunii divergente, conducând la o curgere fără pulsații de presiune.

Fiind calculate variațiile zgomotului pentru aceste regimuri, graficele ce vor urma conțin semnalul măsurat pentru fiecare regim și nivel, și semnalul reconstruit la care se va adăuga această variație de zgomot. Prin această analiză se dorește a se observa dacă semnalul reconstruit împreună cu variația de zgomot poate să se suprapună peste semnalul măsurat, astfel încât să poată surprinde inclusiv vârfurile maxime de presiune înregistrate.

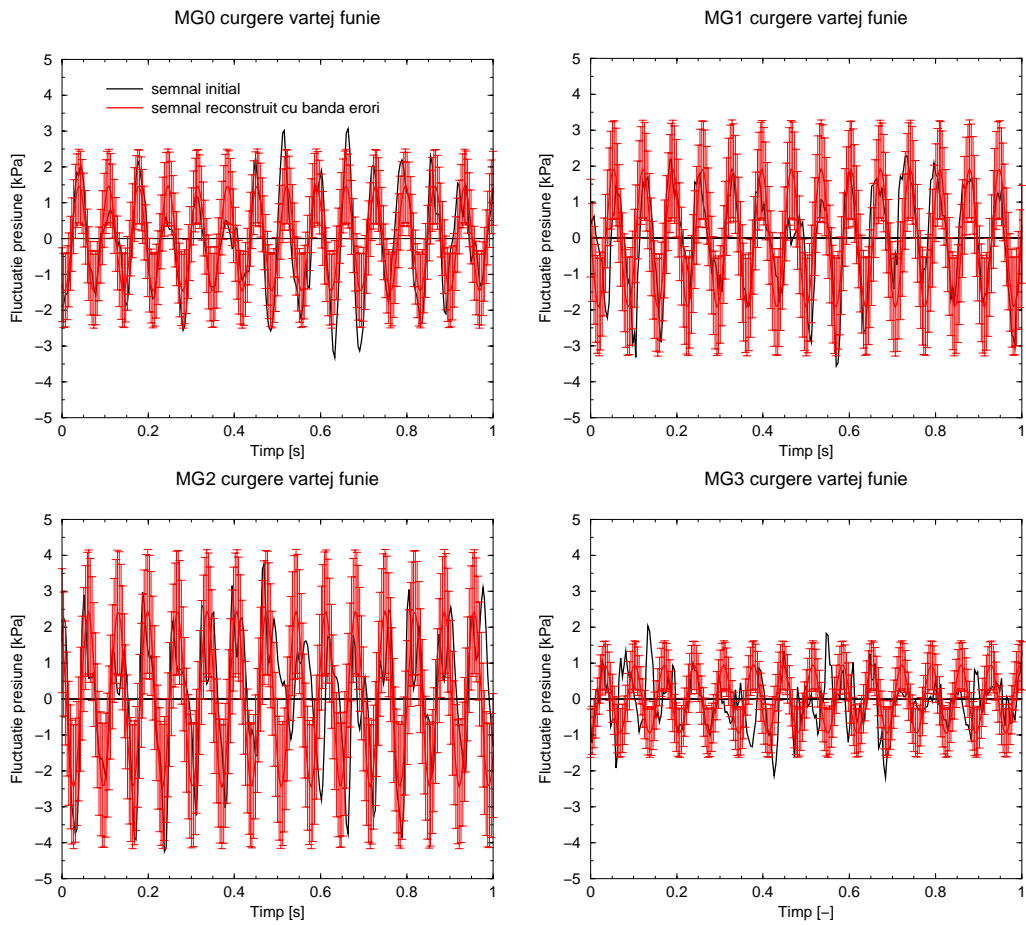


Figura 4. 33. Suprapunerea semnalului reconstruit cu banda de erori a zgomorului peste semnalul inițial măsurat pentru curgerea cu vârtej funie.

Pentru curgerea cu vârtej funie semnalul reconstruit împreună cu banda de erori a zgomorului surprinde bine semnalul inițial măsurat. În cazul primului, al doilea și al treilea nivel, semnalul reconstruit surprinde inclusiv salturile de presiune aleatorii. Pentru ultimul nivel semnalul reconstruit nu surprinde bine semnalul măsurat. Aceasta se întâmplă deoarece în această zonă vârtejul funie se destramă și induce pulsații de presiune suplimentare.

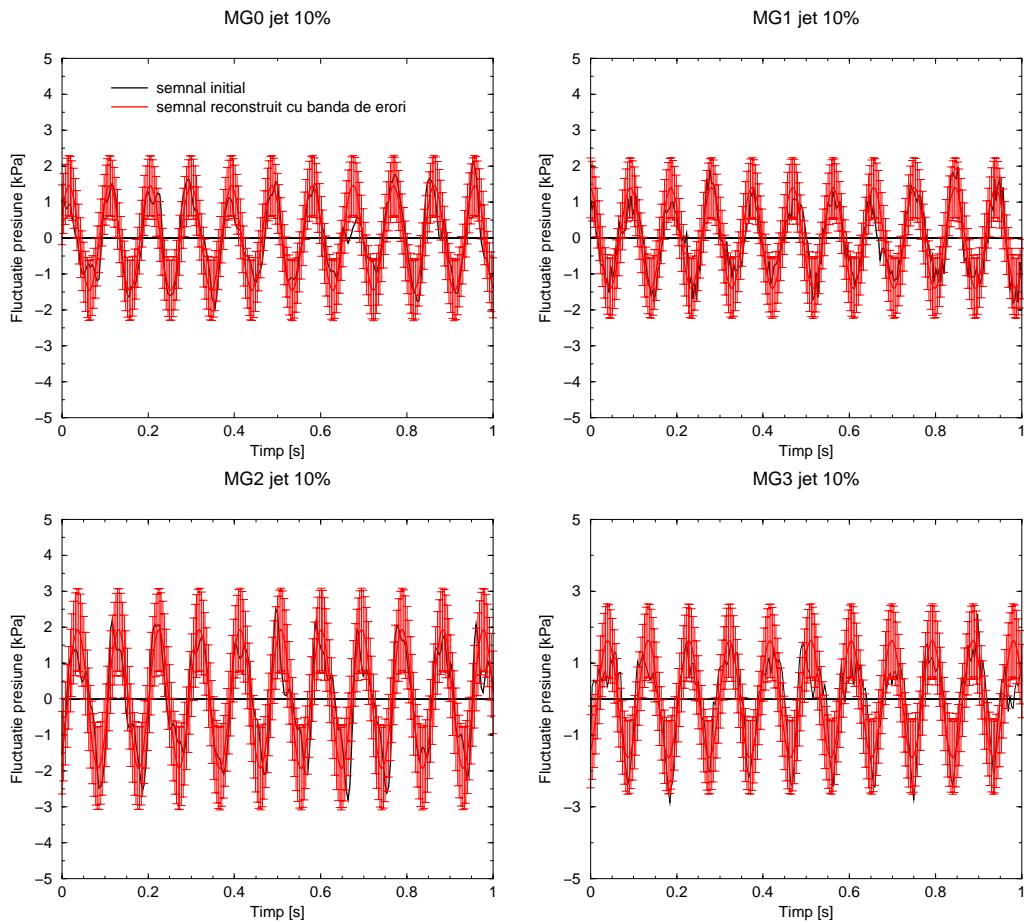


Figura 4. 34. Suprapunerea semnalului reconstruit cu banda de erori a zgomorului peste semnalul inițial măsurat pentru curgerea cu 10% injecție de apă.

Din Figura 4. 34 se observă că semnalul reconstruit împreună cu banda de erori obținută din variația medie pătratică a zgomotului este identic cu semnalul de presiune. Dacă în cazul curgerii cu vârtej funie aveam o bună asemănare numai pentru primele două nivele, în cazul de față avem o bună asemănare cu semnalul măsurat pe toate cele patru nivele. Acest fapt se datorează injecției de apă care împinge vârtejul funie pe toată lungimea secțiunii divergente. În consecință avem un semnal de presiune măsurat perfect sinusoidal pe toate cele patru nivele datorită mișcării de rotație a vârtejului funie pe întreaga lungime a secțiunii de test. Pulsațiile de presiune sunt mai mici față de curgerea cu vârtej funie deoarece injecția de apă face ca vârtejul funie să tindă să aibă o formă mai mult axial simetrică decât elicoidală, dar nu este încă eliminat complet din secțiunea de test.

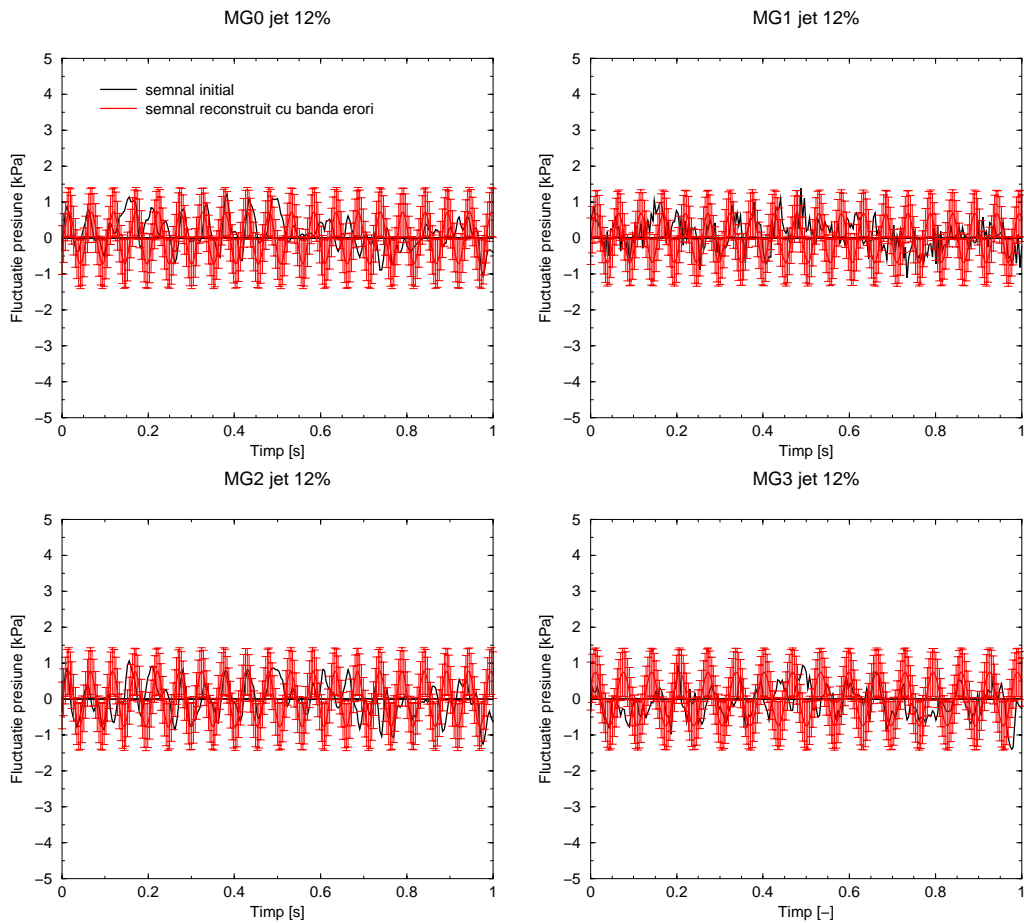


Figura 4. 35. Suprapunerea semnalului reconstruit cu banda de erori a zgomorului peste semnalul inițial măsurat pentru curgerea cu 12% injecție de apă.

Pentru cazul injecției de apă peste pragul critic (mai mare de 11.8%) redat în Figura 4. 35 se observă că semnalul reconstruit și semnal măsurat se aseamănă bine pe toate cele patru nivele. Cele două semnale reconstruit și măsurat au aproximativ aceeași valoare pe toate cele patru nivele și sunt mult mai mici față de celelalte. Acest fapt se datorează eliminării complete a vârtejului funie din secțiunea de test, responsabil pentru fluctuațiile mari de presiune înregistrate în cazurile precedente.

Singurul inconvenient pentru această metodă este că apa folosită la eliminarea vârtejului funie din secțiunea de test este o pierdere hidraulică, deoarece nu participă la transformarea energiei din rotor. În acest sens Tanasa et al. [118], [119] face investigații cu injecția de jet de apă, cu o metodă nouă de prelevare a apei fără a avea pierderi hidraulice.

4.5. Concluzii asupra câmpului de presiune

Din măsurarea câmpului de presiune la peretele difuzorului conic se pot trasa următoarele concluzii:

- Măsurarea pulsațiilor de presiune s-a efectuat pe peretele secțiunii de test din zona divergentă de la intrare până la ieșirea din aceasta;
- Măsurarea a fost efectuată în opt puncte situate pe patru nivele, fiecare nivel având două puncte de măsură. Cele două puncte de măsură sunt la 180° unul față de celălalt, pentru a putea efectua analiza de fază;
- Prima dată a fost efectuată o analiză a presiunii în regim static. Din această analiză au fost stabilite erorile de măsură pentru fiecare traductor, și au fost stabilite offseturile corespunzătoare fiecărui traductor față de valoarea de zero. În acest mod, traductoarele au fost aliniate pentru a afișa în regim static valoarea de 0 kPa pentru toate nivelele.
- Măsurătorile din regim dinamic s-au efectuat la două debite principale de funcționare 30 l/sec și 35 l/sec, iar din adimensionalizare valorile trebuie să fie identice. Pentru fiecare regim de funcționare (fie curgere cu vârtej funie, fie curgere cu injecție de apă) s-au măsurat 100 de seturi, valorile pentru coeficientul de recuperare al presiunii sau amplitudinii fiind calculate din medierea valorilor din toate seturile.
- Analiza coeficientului de recuperare al presiunii a relevat faptul că în cazul curgerii cu vârtej funie avem o recuperare de presiune pe prima parte a conului, pe celelalte zone rolul funcțional al conului nemaifiind îndeplinit. Odată ce jetul de apă este injectat, coeficientul de recuperare al presiunii începe să crească pe prima parte de con, iar în a doua parte de con, în zona unde nu aveam recuperare de presiune, coeficientul de recuperare al presiunii începe să crească. La debitul maxim injectat coeficientul de recuperare al presiunii crește în zona de mijloc și la ieșirea din secțiunea de test cu peste 90%. Această creștere de recuperare de presiune înregistrată pe toate nivelele conduce la o mai bună recuperare a energiei deci implicit crește eficiența. Pe de asupra odată cu creșterea recuperării de presiune cu metoda injecției de apă în prima parte a conului tubului de aspirație se pot utiliza conuri mult mai compacte (scurte).
- Analiza pulsațiilor de presiune a condus la faptul ca acestea se reduc cu peste 50% numai dacă debitul de injecție este de peste 11,6% din cel de funcționare. Această scădere nu este una liniară odată cu creșterea debitului de injecție. Scăderea este una bruscă la un debit de injecție de 11,3-11,6% pentru regimul de funcționare studiat în această teză. În cazul frecvenței, aceasta scade odată cu creșterea debitului de injecție, dar se observă aceeași scădere bruscă la debitul de injecție similar amplitudinii 11,3-11,6%.
- Din stabilirea tipului de pulsație din con, s-a observat pulsația predominantă de tip rotativ în cazul curgerii cu vârtej funie pe toate nivelele investigate. Prin injecția de jet de apă, pulsația predominantă devine cea de tip piston, cu valori ale pulsațiilor de presiune mult mai mici.

Prin urmare investigarea eperimentală a câmpului de presiune a condus la ideea că metoda injecției de apă pentru atenuarea efectelor vârtejului funie este întradevăr eficientă. Dacă în cazul recuperării de presiune avem o creștere odată cu mărirea debitului de injecție, analiza amplitudinilor pulsațiilor de presiune arată că pentru diminuarea lor este nevoie de un debit de injecție critic. Acest debit de injecție este de 11,3-11,6% din debitul de funcționare, pentru regimul de funcționare investigat.

5. INVESTIGAREA NUMERICĂ A CURGERII ÎN APARATUL DE STUDIU AL CURGERII CU ROTAȚIE

5.1. Generalități

În ultimul timp, calculatoarele au ajuns un instrument indispensabil pentru toate aplicațiile din domeniul ingineriei. Astfel s-a dezvoltat un nou domeniu de cercetare, cunoscut sub numele de Computational Fluid Dynamics (CFD). Acest nou domeniu de cercetare folosește ecuațiile matematice împreună cu ecuațiile mecanicii fluidelor permițând modelarea curgerii fluidelor. În momentul de față calculul curgerii fluidelor oferă aceleași rezultate ca și cele obținute pe cale experimentală cu o precizie ridicată. Suplimentar calculul numeric permite analiza detaliată a întregului domeniu de curgere. Datorită acestui avantaj s-a ajuns ca simularea numerică să fie utilizată tot mai mult, iar în momentul de față s-a ajuns ca în stagiul de proiectare al diferitelor tipuri de turbomașini este de neconceput să nu fie supuse calculului numeric.

Calculul numeric în domeniul curgerii fluidelor a început prin calculul bidimensional sau 2D. Acest prim calcul a oferit inginerilor șansa de a proiecta mult mai ușor turbomașinile. Ca și rezultat al folosirii acestuia, randamentul turbomașinilor a început să crească, iar procesul de proiectare s-a modificat simțitor. În momentul de față s-a ajuns ca tehnica CFD să fie folosită tridimensional sau 3D, astfel încât domeniul de curgere calculat este identic cu domeniul de curgere real. Compararea rezultatelor obținute din calcul cu cele experimentale conduc la concluzia că întradevăr tehnica CFD poate furniza date foarte corecte cu privire la curgerea investigată.

Fenomenul curgerii cu vârtej funie a ajuns să fie investigată experimental în ultimele decenii de multe colective de cercetare, dar tehnica CFD a ajuns să fie aplicată cu rezultate concludente în conul tubului de aspirație numai în ultimele două decenii. O primă analiză numerică a curgerii nestaționare din conul tubului de aspirație a fost efectuată de Ruprecht et. al [103]. Atât amplitudinile pulsațiilor de presiune, dar și frecvența din curgerea cu vârtej funie din calculul numeric se aseamănă mult cu rezultatele obținute din investigarea experimentală. Un pas important în înțelegerea fenomenului curgerii la debite parțiale în conul tubului de aspirație a fost efectuat în cadrul proiectului FLINDT, Avellan [10]. Investigațiile experimentale au fost efectuate intensiv de Ciocan et al. [33], Vu et al. [125]. Au fost analizate pulsațiile de presiune de pe peretele colului tubului de aspirație, profilele de viteze de la ieșirea din rotor dar și din con cu ajutorul LDV, cât și câmpul de viteză din con cu ajutorul PIV. Aceste date au servit la o mai bună înțelegere a formării vârtejului funie din conul tubului de aspirație. Totodată datele rezultate experimentale au fost comparate cu datele rezultate din simularea numerică, Sick et al. [106], Stein [108]. Astfel rezultatele pentru simularea numerică a vârtejului funie cu mișcare de precesie din tubul de aspirație al turbinelor hidraulice au arătat că modelul curgerii turbulente tridimensionale și nestaționare reproduce corect din punct de vedere cantitativ fenomenul fizic.

În cazul investigării numerice al aparatului de studiu cu rotație existent pe standul experimental, Muntean et. al [81], [82] efectuează o primă analiză a pulsațiilor de presiune. Cele trei componente inițiale ogivă, stator și rotor au fost analizate tridimensional la un debit de 30 l/sec similar debitului din investigația experimentală. Profilele de viteză și turbulență de la ieșire din ogivă au fost impuse prin mediere circumferențială profile de intrare în domeniul de analiză al statorului, iar profilul de ieșire din stator a fost impus tot prin mediere circumferențială ca și profil de intrare în rotor. Pentru analiza 3D nestaționară a domeniului secțiunii de test convergent-divergente, profilele de viteză și turbulență rezultate din calculul rotorului au fost impuse ca și condiții la intrare. Domeniul de calcul pentru secțiunea de test a avut 2 milioane de celule, pentru modelul de turbulență a fost ales modelul k- ϵ realizabil, iar pasul de timp a fost de 10^{-4} secunde. Pentru cazul curgerii cu vârtej funie, s-a obținut următoarea configurație.

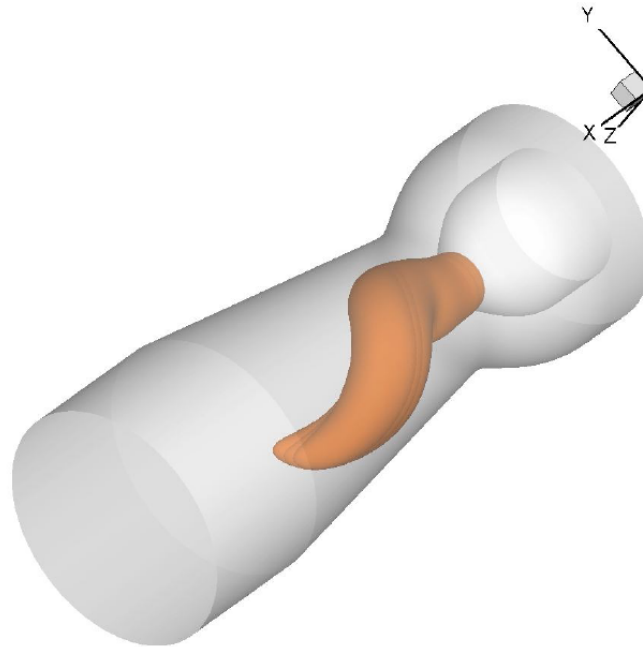


Figura 5. 1. Vârtejul funie obținut de Muntean et al. [81] pentru secțiunea de test 3D convergent-divergentă

După cum se observă în Figura 5. 1, vârtejul funie se dezvoltă pe întreaga zonă divergentă până la intrarea în zona cilindrică. Se formează în zona de centru, pe duza de injecție, având o formă cilindrică, după care începe să aibă o formă elicoidală. Acest studiu a dorit analiza semnalului de presiune și a amplitudinilor pulsațiilor de presiune pentru cazul curgerii cu vârtej funie, dar și pentru cazul curgerii cu injecție de apă la diferite debite de injecție. Analiza s-a efectuat în patru puncte denumite MG0, MG1, MG2 și MG3. Primul punct MG0 este montat la intrarea în zona divergentă, la un diametru al secțiunii $D=100$ mm. Celelalte trei puncte sunt montate la 50, 100 și 150 mm față de primul punct MG0. Din analiza amplitudinilor pulsațiilor de presiune se observă ca pentru cazul curgerii cu vârtej funie, valorile maxime se înregistrează pentru nivelele MG1 și MG2, în zonele unde vârtejul funie atinge raza maximă față de axa de simetrie a domeniului de calcul. În punctul MG0

datorită formei cilindrice, vârtejul funie are o amplitudine mai mică, iar în punctul MG3 amplitudinea corespunzătoare este cea mai mică datorită faptului că în acea zonă vârtejul funie își pierde din energie. Pe măsură ce se injectează apă, amplitudinile înregistrate de pe primele trei nivele încep să scadă, iar în cazul punctului MG3, odată cu creșterea debitului de apă injectat amplitudinile se amplifică. Acest fenomen de creștere a amplitudinilor pulsațiilor de presiune pe ultimul nivel (la ieșirea din secțiunea de test divergentă) este datorat faptului că pe măsură ce se injectează apă, zona de stagnare împreună cu vârtejul funie este împinsă în jos în secțiune. Astfel amplitudinile maxime în cazul curgerii cu injecție de apă nu se mai înregistrează în nivelele MG1 sau MG2 ci în nivelul MG3 situat sub acestea. Pentru eliminarea completă a vârtejului funie din toate nivelele investigate este nevoie de peste 11,8% debit de injecție, (conform datelor experimentale) debit care în simularea numerică nu a fost atins. O continuare a studiului numeric a curgerii cu vârtej funie și a curgerii cu injecție de apă a fost prezentat la Workshopul de Mașini Hidraulice desfășurat în Brno, Muntean et al. [82]. S-au calculat fluxurile de energie care definesc caracteristicile de recuperare a energiei în con. Sunt definite trei formule pentru fluxul de energie potențială, cinetică și mecanică. Compararea acestor fluxuri funcție de regimurile de curgere conduce la concluzia că odată cu scăderea fluctuațiilor de presiune pe peretele conului, se îmbunătățește și recuperarea de energie, ceea ce conduce la utilizarea acestei metode ace ca să se poată utiliza conuri mult mai scurte având în același timp o recuperare a presiunii mult mai bună. Compararea datelor experimentale obținute pe standul experimental cu datele rezultate din simularea numerică 3D efectuate de dr. ing. Muntean Sebastian sunt prezentate în studiul efectuat de Bosioc et al. [26]. Sunt comparate amplitudinile pulsațiilor de presiune cat și frecvența. Din compararea amplitudinilor pulsațiilor de presiune pe cele patru nivele, valorile pentru diferite regimuri de curgere sunt aproximativ identice. Asemănarea cea mai bună este la regimul de curgere cu injecție de apă. Concluzia finală după această comparare a rezultatelor experimentale cu cele numerice este că simularea numerică a surprins bine investigațiile experimentale.

O comparare între rezultatele experimentale și o simulare numerică 2D axial simetrică au fost efectuate de Susan-Resiga et al. [115], [116]. Lucrarea a demonstrat faptul că o simulare bidimensională este capabilă să surprindă foarte bine profilele de viteză măsurate la diferite nivele din con. Pe de asupra a fost introdus un nou model de stagnare pentru curgerea axial simetrică cu rotație care îmbunătățește considerabil asemănarea cu profilele de viteză din investigațiile experimentale. Susan-Resiga et al. [116] a arătat că o simulare bidimensională este capabilă să surprindă formarea și dezvoltarea acestor fenomene la valori similare cu o simulare numerică 3D. Din compararea câmpurilor de viteză și de presiune s-a observat o corelare bună între cele două. În cazul simulării curgerii cu vârtej funie diferența este mai mare, deoarece instabilitățile curgerii sunt mari. În cazul investigării noii metode de control cu jet de apă diferențele sunt cu o eroare mult mai mică între cele două simulări, deoarece curgerea este una stabilă axial simetrică. Singura observație este că în cazul unei simulări 2D pulsațiile de presiune nu pot fi investigate, în consecință vârfulurile de amplitudine maximă nu pot fi identificate. Prin urmare o simulare numerică 2D poate oferi în cel mai scurt timp informații corecte despre curgerea din difuzorul conic cu sau fără vârtej funie, la diferite regimuri de curgere sau aplicând noua metodă de control.

În cazul generatorului de curgere cu vârtej din cadrul laboratorului, pe care au fost efectuate măsurătorile experimentale precedente, a fost investigat prin simulare numerică de mai multe colective de cercetare. Scopul acestora a fost acela

de a valida modelul de calcul cu rezultatele experimentale prezentate anterior. Petit et al. [99] folosește codul OpenFoam pentru a se valida cu profilele de viteză măsurate. Întreg generatorul de curgere cu rotație compus din ogivă, stator și rotor, împreună cu secțiunea de test convergent-divergentă sunt investigate tridimensional.

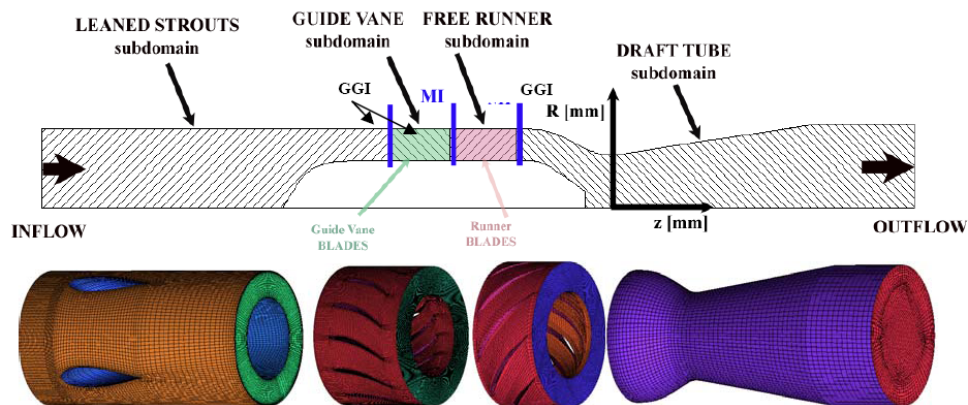


Figura 5. 2. Domeniile de analiză 3D ale generatorului de curgere cu rotație și a secțiunii de test

Simularea numerică a fost efectuată pe toate cele patru domenii tridimensionale în același timp, folosindu-se un mesh structurat cu 2,8 milioane celule și păstrând același debit de calcul cu cel de funcționare de pe standul experimental. Dat fiind faptul că rotorul se rotește liber, pentru acesta s-au utilizat două metode de calcul. Prima metodă utilizată a fost aceea că atât statorul cât și rotorul sunt fixe unul față de celălalt. Această metodă nu prezice curgerea corectă de la ieșirea din rotor, dar poate prezice într-o primă formă curgerea de la ieșire din rotor. După verificarea acestei metode s-a concluzionat că la ieșire nu se obținea curgerea dorită. Prin urmare în simularea numerică a fost utilizată a doua metodă prin care mesh-ul rotorului liber se mișcă față de mesh-ul statorului care este unul fix. Cu această metodă au fost comparate profilele de viteză obținute numeric cu profilele de viteză obținute din proiectarea inițială a generatorului de curgere cu rotație efectuate în codul de calcul Fluent, dar și cu profilele de viteză obținute experimental.

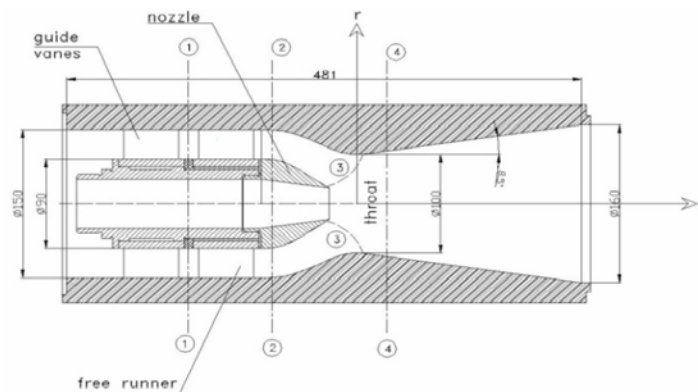


Figura 5. 3. Secțiunea transversală a secțiunii de testare, împreună cu axele de investigare

Pentru axele de investigare 1 și 2 au fost comparate cu profilele de viteză axială și tangențială dintre calculul tridimensional efectuat în OpenFoam și codul de proiectare. Din axa de investigare 1 s-au comparat profilele de viteză de la ieșirea din aparatul statoric. Compararea lor a dezvăluit că programul OpenFoam aproximează chiar foarte bine profilele de viteză de la ieșirea din paletajul fix. Pentru axa de investigare 2 între profilele vitezelor rezultate din proiectare și profilele rezultate din codul OpenFoam se observă o mică diferență în profilul vitezei tangențiale, pe când profilele vitezei axiale sunt aproximativ identice.

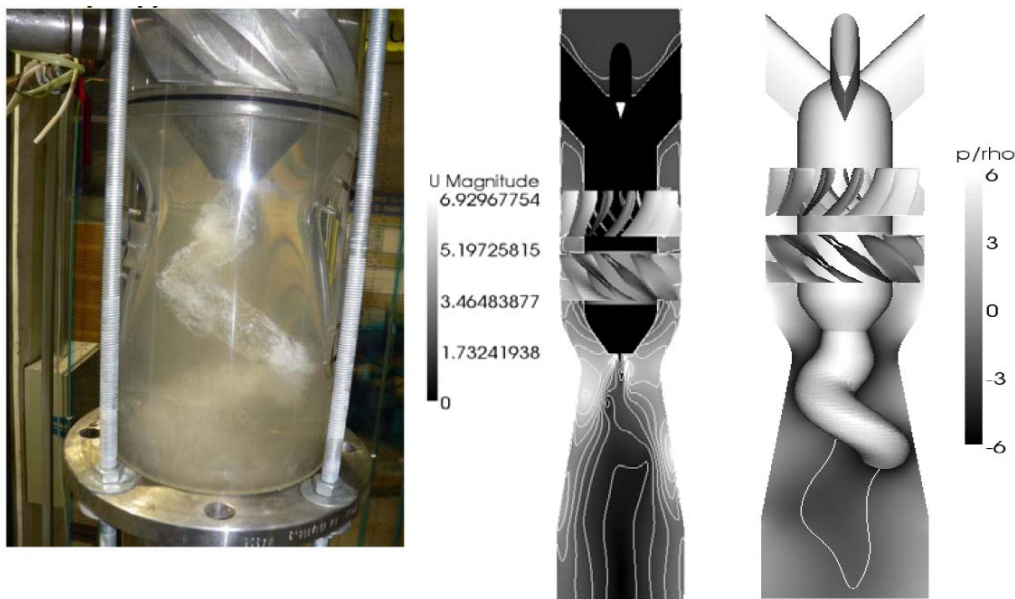


Figura 5. 4. Vârtejul funie obținut pe standul experimental din UPT, câmpul de viteză și forma vârtejului funie obținut de Petit et al. [99]

Neconcordanța dintre profilele vitezei tangențiale este dată de condițiile de calcul numeric și anume turația rotorului liber. Diferența dintre profilele tangențiale rămâne și în cazul axelor de investigare situate în secțiunea de testare. Pentru că se păstrează același debit atât pentru simulare numerică, dar și pentru experiment, profilele vitezelor axiale sunt aproximativ identice pentru toate cele trei axe investigate. Prin urmare codul de calcul OpenFoam a surprins bine curgerea decelerată cu vârtej funie din secțiunea de test. O îmbunătățire în acest calcul este acela de a efectua simularea numerică la aceeași turație cu cea măsurată de pe standul experimental pentru rotorul liber, ținând cont, că în această primă formă simularea numerică a fost efectuată la turația de moment zero pe paletele rotorului.

Un calcul numeric, care a dorit a se compara cu rezultatele obținute din codul Fluent a fost analiza efectuată de Ojima et Kamemoto [95]. Pentru simularea numerică s-a utilizat un program de calcul dezvoltat în cadrul universității (UzuCruise 3D). Prima dată a fost calculat generatorul de curgere cu rotație compus din ogivă, stator și rotor. În prima etapă profilele de viteză obținute la ieșirea din rotorul liber au fost comparate cu rezultatele obținute de codul Fluent, cel folosit de colectivul de cercetare al CNISFC, Muntean et al. [81], [82]. Compararea rezultatelor cu cele două coduri de calcul este prezentată în figura de mai jos:

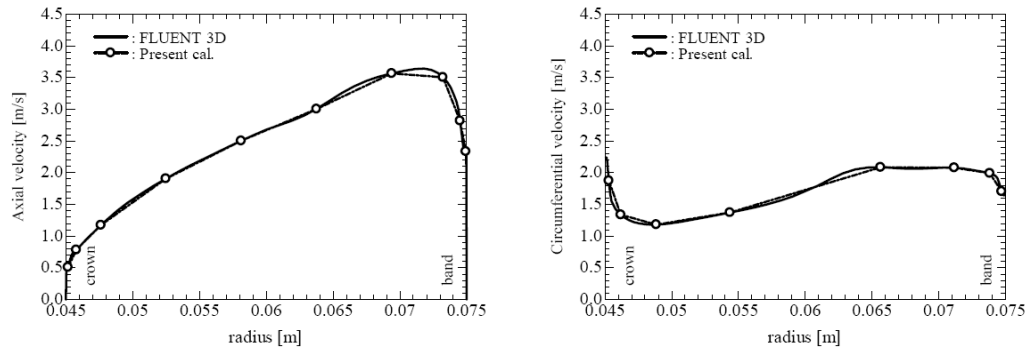


Figura 5. 5. Compararea profilelor de viteză axială și circumferențială din cele două programe de calcul: Fluent și UzuCruise 3D utilizat de Ojima et Kamemoto [95]

Se observă că atât profilele vitezei axiale dar și circumferențiale descrise în Figura 5. 5 cu cele două coduri de simulare se aseamănă foarte bine. Profilul vitezei axiale are un deficit de viteză aproape de butuc, iar la periferie, aproape de perete are un exces de viteză. Acest profil de viteză corespunde curgerii la debit parțial al turbinelor hidraulice. După ce s-au obținut aceleași profile de viteze la ieșirea din rotorul liber, condițiile de la ieșire din rotor au fost puse la intrarea în secțiunea de test. Analiza curgerii din secțiunea de test s-a efectuat pentru două regimuri: curgere cu vârtej funie și curgere cu injecție de apă la un debit al jetului de 10% din cel de funcționare. Din simularea numerică pentru curgerea decelerată cu vârtej funie și pentru curgerea cu injecție de apă a rezultat câmpul de presiune prezentat mai jos:

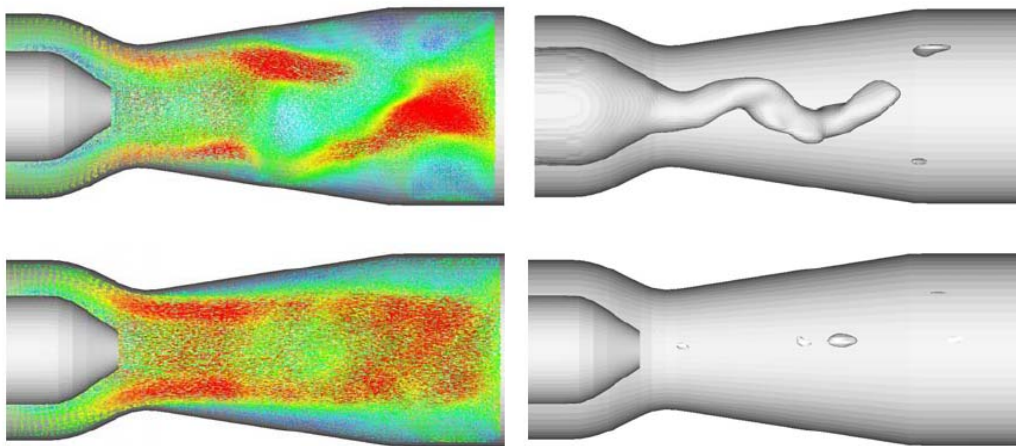


Figura 5. 6. Câmpul de presiune obținut de Ojima et Kamemoto [95] pentru secțiunea de test convergent divergentă la cele două regimuri analizate: curgere cu vârtej funie (sus) și curgere cu injecție de apă cu debitul de 10% din cel de funcționare (jos)

Din figura de mai sus se observă că vârteful funie care se formează la intrarea în zona divergentă a secțiunii de test este eliminat rezultând o zonă de curgere perfect axial simetrică. După aceste vizualizări analiza numerică s-a îndreptat înspre investigarea pulsațiilor de presiune de pe peretele difuzorului conic.

Analiza s-a efectuat pe aceleași nivele ca și cele investigate de Muntean et al. [81] situate în zona divergentă.

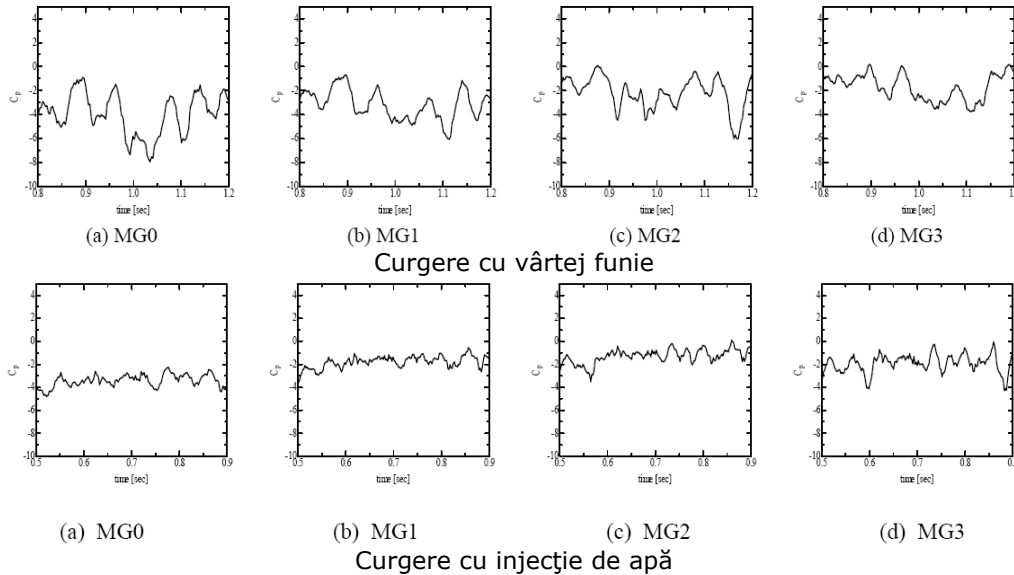


Figura 5. 7. Pulsățiile de presiune înregistrate pe cele patru nivele pentru curgerea cu vârtej funie și pentru curgerea cu injecție de apă, Ojima et Kamemoto [95].

Comparând pulsațiile de presiune pentru cele două regimuri investigate este clar că acestea scad odată cu injecția de apă pentru toate cele patru nivele. Din analiza frecvenței însă, odată cu injecția de apă, frecvența indusă de vârtejul funie crește de la 15,4 Hz la 24 Hz. Această creștere a frecvenței nu este regăsită însă în datele rezultatelor experimentale sau în datele simulărilor numerice efectuate de Muntean et al. [82] și Petit et al. [99].

Concluzia acestor investigații numerice a fost că diferite coduri de calcul numeric au reușit să surprindă foarte bine rezultatele datelor experimentale. Studiile prezentate anterior au fost efectuate pe întreg domeniul de calcul tridimensional. Inconvenientul acestui studiu tridimensional este că durata de calcul este mare, prin urmare este dificil să se calculeze mai multe regimuri de funcționare într-un timp scurt. Prin urmare în teza de cercetare se va încerca o altă abordare de analiză. Ținând cont de faptul că rezultatele experimentale (în special cele ale măsurătorilor de viteză) sunt valori mediate în timp, simularea numerică s-a ales să fie una care să ofere aceleași date și anume valori mediate. Simularea numerică, care oferă astfel de date este simularea 2D. Marele avantaj al acestei metode este că timpul de calcul este foarte scurt în raport cu simularea numerică clasică 3D.

5.2. Domeniul de calcul investigat

Pentru calculul generatorului de curgere cu rotație și a secțiunii de testare, s-a ales varianta simulării numerice pe subdomenii. Astfel întreg generatorul de curgere cu rotație și secțiunea de testare vor fi împărțite în patru subdomenii și anume: subdomeniul ogivei, subdomeniul statorului, subdomeniul rotorului și subdomeniul secțiunii de testare. S-a ales varianta simulării separate, în locul

simulării întregului domeniu pentru a controla cât mai bine fiecare subdomeniu în parte și pentru a folosi resurse de calcul cât mai puține.

Elementele domeniului de calcul

Domeniul de calcul corespunde generatorului și secțiunii de testare de pe standul experimental și au fost realizate cu ajutorul preprocesorului Gambit 2.2.30. Astfel va fi investigat generatorul de curgere cu rotație și secțiunea de măsură convergent-divergentă. Generatorul de curgere cu rotație la rândul lui cuprinde: ogiva, statorul și rotorul liber. Toate componentele generatorului de curgere cu rotație vor fi investigate tridimensional, iar secțiunea de test se va analiza în varianta 2D axial simetrică. Componentele generatorului de curgere cu rotație vor fi investigate individual, între ele fiind impuse condițiile de legătură:

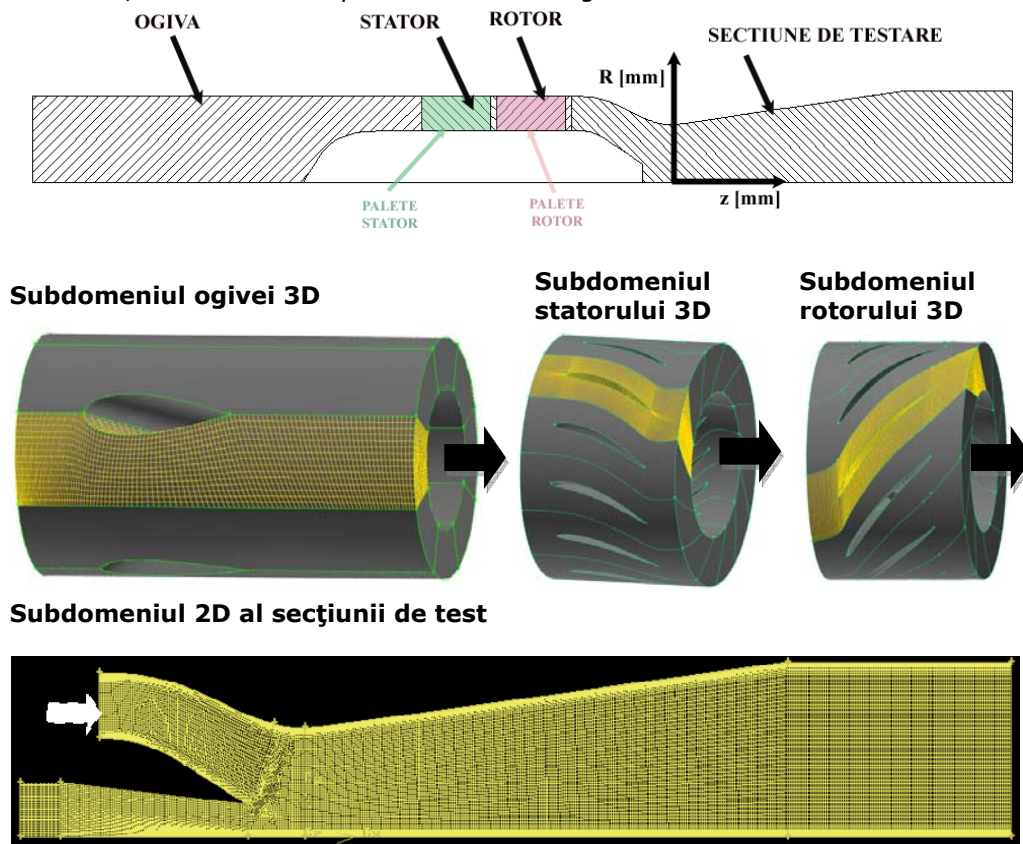


Figura 5. 8. Domeniile de analiză 3D ale generatorului de curgere cu rotație și 2D al secțiunii de test

Pentru simularea numerică întreg domeniul ogivei a fost împărțit în 8 subdomenii simetrice, din acesta fiind investigat numai 1/8 din întreg domeniul. Acest mod de calcul prin divizare permite discretizarea mai fină a subdomeniului și un calcul mai rapid. Domeniul statorului conține 13 paletaje fixe ce conferă fluidului o componentă tangențială a vitezei. Calculul unei singure paletă permite discretizarea mai fină dar și obținerea mai rapidă a soluției. Domeniul rotorului liber conține 10 paletaje, iar pentru calculul numeric la fel ca în cazul precedent se va calcula 1/10 din întregul domeniu, Muntean et al [81], [82]. Astfel va conține o singură paletă,

având domeniul extins atât spre bordul de atac, dar și spre cel de fugă pentru a permite stabilizarea calculului numeric. Ultimul domeniu de calcul este unul 2D și este asemănător secțiunii de testare de pe standul experimental. Pentru injecția de jet, a fost reconstruit și domeniul corespunzător acestuia, pentru a surprinde accelerarea fluidului din jet dată de forma conică a diuzei de injecție.

5.2.1. Domeniul de calcul 3D al generatorului de curgere cu rotație pentru cele trei elemente

5.2.1.1. Ogiva

Primul element al generatorului de curgere cu rotație este ogiva. După cum s-a enunțat și mai devreme, domeniul de analiză al ogivei s-a calculat tridimensional. În figura de mai jos se va prezenta forma ogivei și domeniul de analiză investigat. Domeniul de calcul investigat conține un mesh structurat cu 40.000 de celule hexaedrice. La fel ca în cazul tuturor domeniilor de calcul fluidul impus simulării numerice este apa.

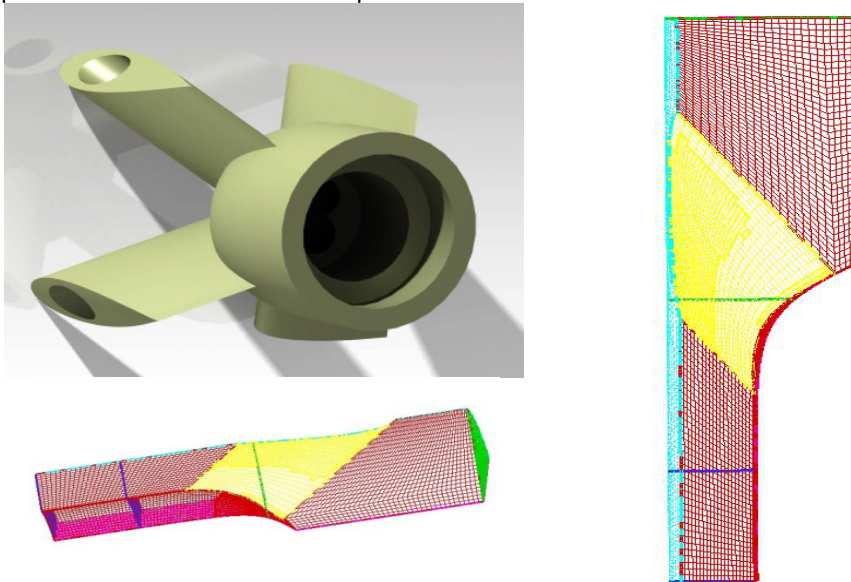


Figura 5. 9. Forma ogivei și domeniul de analiză 3D

Datorită formei ogivei (forma circulară cu patru spițe cu rol de alimentare și susținere a întregului generator de curgere cu rotație) domeniul de analiză va avea numai 1/8 parte din întreaga formă a acesteia, așa cum este exemplificată în figura de mai sus. Condițiile la intrare impuse ogivei corespund condițiilor de funcționare ale standului experimental și anume este impus debitul principal de funcționare. Astfel la intrarea în domeniu a fost impusă o singură componentă a vitezei și anume cea axială. Viteza a fost calculată după formula condiției de debit ce ține cont de aria suprafeței cilindrice de la intrarea în domeniul ogivei:

$$v_{inlet} = \frac{Q_{funct}}{S_{inlet}} \quad (5. 1)$$

Nu s-au luat în considerare celelalte două componente ale vitezei, deoarece considerăm că în amonte de ogivă, curgerea este perfect axială. Aceste condiții

corespund curgerii de pe standul experimental, care în amonte de ogivă are montat un rezervor secundar de linistire de tip fagure. Subdomeniul investigat este prelungit în aval pentru a avea o soluție convergentă la ieșire, iar suprafața de mediere a fost pusă exact la aceleași coordonate unde se termină și partea de ogivă reală. Condițiile la limită impuse ogivei pentru domeniul de calcul sunt prezentate în figura de mai jos:

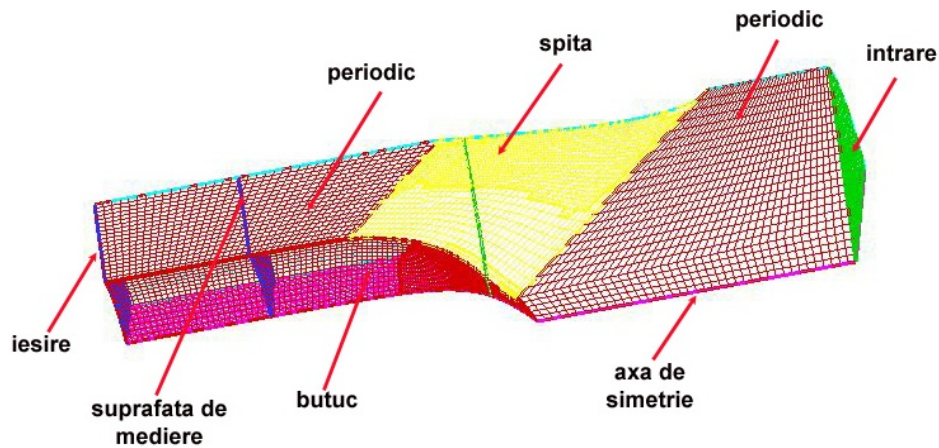
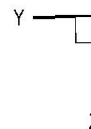
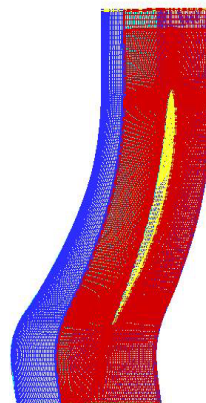
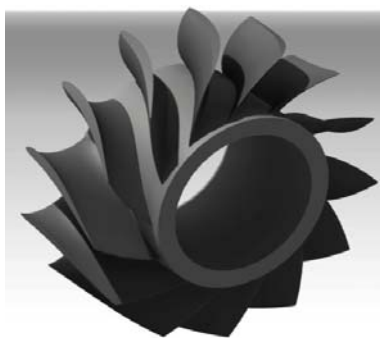


Figura 5. 10. Condițiile la limită impuse domeniului de analiză al ogivei

5.2.1.2. Statorul

După analiza tridimensională a ogivei, profilele de ieșire de pe suprafața de mediere au fost puse ca și condiție de intrare pentru stator. Rolul funcțional al statorului în generatorul de curgere cu rotație este acela de a conferi fluidului o componentă tangențială similară aparatului director din turbinele hidraulice. Domeniul de calcul pentru stator corespunde geometriei reale a statorului montat pe standul experimental și este prezentat în figura de mai jos:



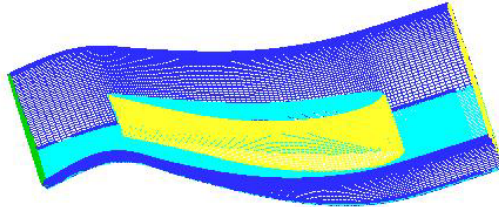


Figura 5. 11. Satorul și domeniul de analiză 3D

Deoarece statorul are 13 palete rotorice, domeniul de analiză ca avea 1/13 din toată geometria reală a statorului ce cuprinde o singură paletă. Domeniul de discretizare cu paleta statorică este prezentată în figura mai sus amintită împreună cu originile axelor. A fost ales un subdomeniul cu o singură paletă pentru a minimiza timpul de calcul, dar și pentru că între paletele statorice avem o simetrie geometrică. Condițiile la limită impuse domeniului de calcul sunt exemplificate mai jos:

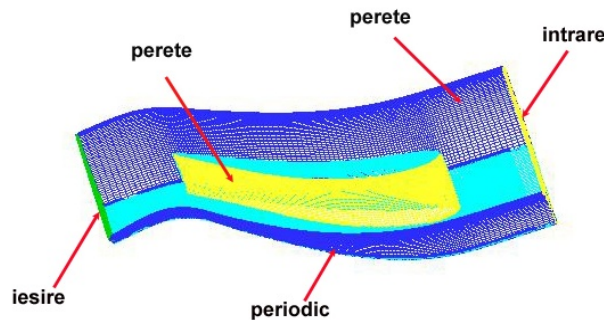


Figura 5. 12. Condițiile la limită impuse statorului din domeniul 3D

Având discretizarea domeniului de analiză, au fost impuse condițiile la limită pentru calculul numeric. Astfel cum s-a amintit mai sus, la intrare au fost montate profilele de viteză de la ieșire din ogivă și condițiile de turbulență.

5.2.1.3. Rotorul

După ce au fost extrase profilele de viteză și de turbulență din avalul domeniului de analiză al statorului, au fost montate pe domeniul de analiză al rotorului ce respectă aceleași coordonate radiale.

Deoarece rotorul are 10 paletaje identice, domeniul de analiză va conține 1/10 din geometria reală. Pentru suprafețele periodice ale canalelor interpaletare de rotor cu suprafețe periodice de rotație s-a impus periodicitatea vitezei și a presiunii:

$$\vec{v}(r, \theta, z) = \vec{v}\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (5.2)$$

$$p(r, \theta, z) = p\left(r, \theta + \frac{2\pi}{n_p}, z\right) \quad (5.3)$$

unde n_p reprezintă numărul de palete rotorice, în cazul nostru fiind egal cu 10.

Din calculul presiunii statice pe intradosul și extradadosul paletajului rotorului (Figura 5. 27) observăm o distribuție uniformă pe toată suprafața, ceea ce conduce la concluzia finală că rotorul liber a fost proiectat corect. Nu apare nici un fel de desprindere la ieșirea de pe bordul de fugă, astfel se vor putea monta profilele de viteze de la ieșirea din domeniu la intrarea în domeniul de calcul 2D axisimetric.

La ieșirea din rotorul liber pentru profilul vitezei axiale mediat prezentat în Figura 5. 28 (stânga) avem un exces de viteză la periferie și o viteză mai mică la butuc. Avem această configurație pentru că rotorul liber a fost proiectat să funcționeze la 70% din punctul optim de funcționare conform Susan-Resiga, et al. [111], [112]. Astfel pentru o turbină reală, când se funcționează la sarcină parțială, ca în cazul rotorului liber datorită configurației paletajelor rotorului curentul se accelerează la periferie și are o valoare mai mică aproape de butuc.

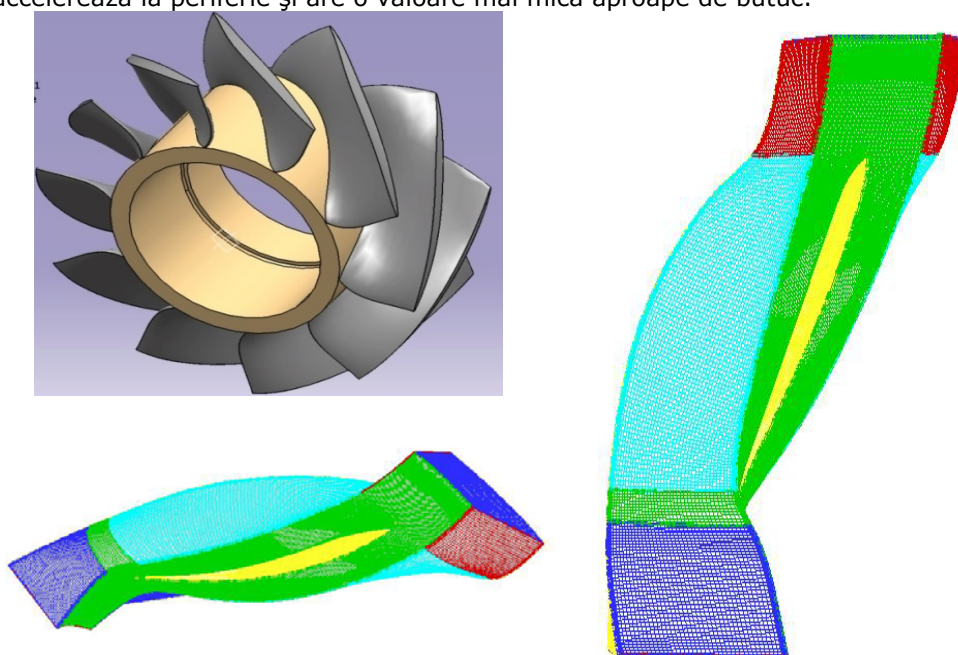


Figura 5. 13. Forma rotorului și domeniul de analiză 3D

Rețeaua de elemente finite folosită pentru discretizarea domeniului de analiză al rotorului este una structurată, cu celule hexaedrice, utilizându-se 245.000 de celule.

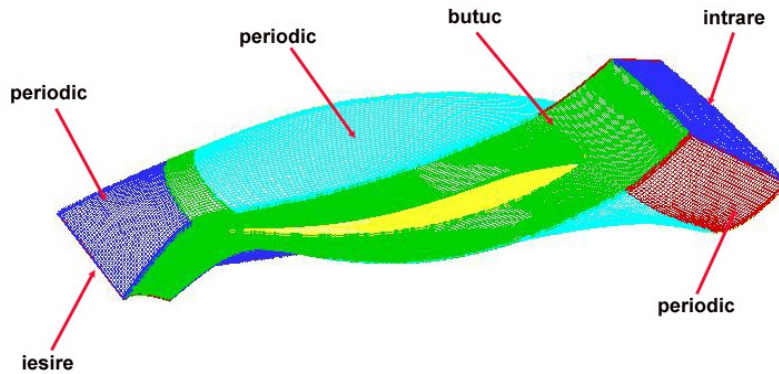


Figura 5. 14. Condițiile la limită impuse domeniului 3D al rotorului liber

5.2.2. Domeniul de calcul 2D axial simetric pentru secțiunea de test

Profilul interior al secțiunii de test prezentat în figura de mai jos după o suprafață transversală, corespunde domeniului 2D axial simetric investigat. Pentru un domeniu axial simetric au fost impuse condițiile la limită exemplificate tot în figura de mai jos. Profilul exterior al secțiunii de test a fost definit ca și perete, pe partea de intrare a curgerii principale și a injecției de jet au fost impuse vitezele corespunzătoare regimurilor de funcționare, iar la ieșire a fost impusă condiția de presiune constantă.

Secțiunea de calcul corespunde secțiunii de testare de pe standul experimental

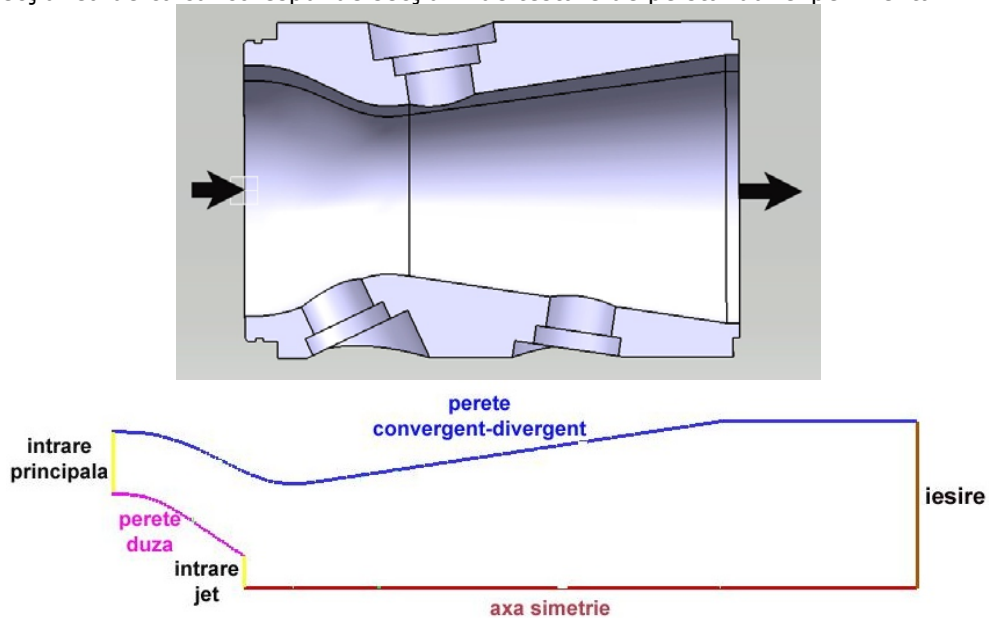


Figura 5. 15. Secțiunea de test și domeniul 2D axisimetric corespunzător canalului interior al secțiunii de testare

În Figura 5. 16 avem coordonatele domeniului 2D precum și discretizarea domeniului utilizat. Pentru discretizare am folosit un mesh structurat pe întreg domeniul ce corespunde secțiunii de test.

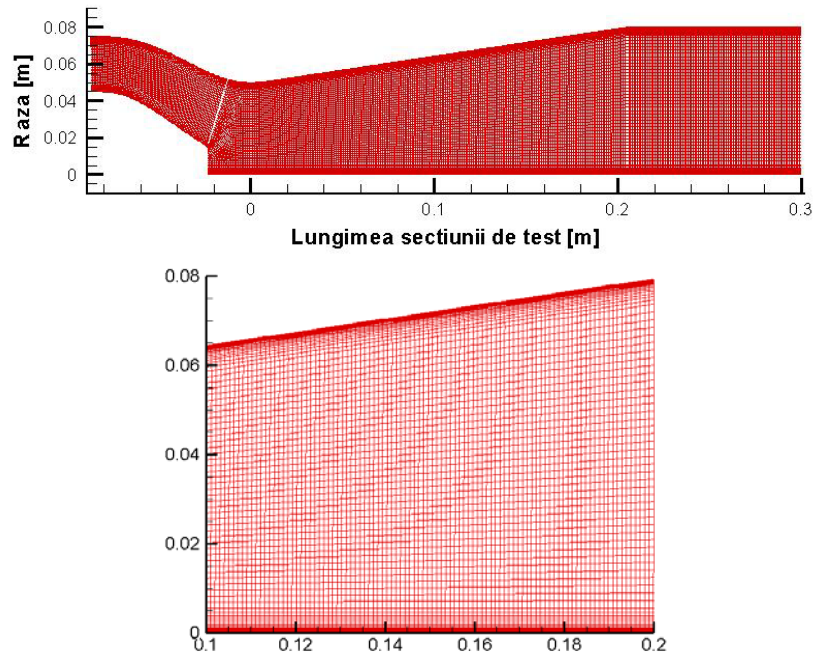


Figura 5. 16. Discretizarea domeniului 2D axisimetric și vizualizarea discretizării folosite

Pentru acest domeniu am luat aceleași axe de măsură similare cu axele de măsură din secțiunea de test pentru măsurarea profilelor de viteze, dar și aceleași nivele pentru calculul presiunilor medii. Astfel pentru măsurarea vitezelor au fost calculate coordonatele de început și de sfârșit ale punctelor ce definesc axele de măsură, după care au fost definite în domeniul de măsură. Pentru zona convergentă axa de măsură din secțiunea de test, normală la curba profilului interior are limitele extreme între profilul convergent și profilul exterior al duzei de injecție, cu o lungime de 32 mm. Pentru axa de măsură numărul 1 situată la intrarea în secțiunea divergentă pentru domeniul de calcul am definit două linii pentru a avea întreaga lungime a axei de măsură din secțiunea de test. Astfel avem o linie perpendiculară pe profilul conic ce continuă până ajunge pe axa de simetrie, iar pentru a avea și cealaltă jumătate a axei de măsură am construit o linie ce respectă coordonatele din secțiunea de test reală.

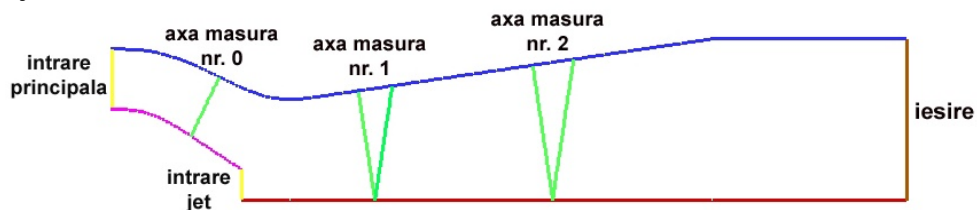


Figura 5. 17. Analizarea profilelor de viteze corespunzătoare coordonatelor din secțiunea de test pentru măsurarea cu LDV



Figura 5. 18. Analiza presiunii de pe peretele secțiunii divergente corespunzătoare celor patru nivele de măsură de pe secțiunea de test

Pentru analiza presiunii medii am respectat aceleași condiții impuse secțiunii de măsură pentru presiune. Dacă pentru partea experimentală avem numai patru puncte de măsură situate pe patru nivele începând cu zona din gât, pentru partea de simulare numerică am avut posibilitatea măsurării presiunii pe toată lungimea generatoarei conului având ca și punct de plecare aceeași zonă de diametru minim sau zona din gât. Ca și raportare din programul Fluent am impus presiunea statică dată în [Pa], pe întreaga lungime a peretelui divergent.

5.3. Ecuatiile care guvernează simularea curgerilor și modelul de turbulență utilizat

Domeniul de calcul al generatorului de curgere cu rotație este investigat tridimensional. Prin urmare pentru calculul acestuia în codul Fluent se vor utiliza ecuațiile curgerilor turbulente 3D. Curgerile turbulente sunt caracterizate prin fluctuații ale câmpului de viteze. În schimb, pentru calculul secțiunii de test se va utiliza un domeniu de calcul bidimensional. Ecuatiile curgerii pentru cele două modele tridimensional și bidimensional precum și ecuațiile modelului de turbulență utilizate vor fi descrise în cele ce urmează.

5.3.1. Ecuatiile curgerii 3D pentru calculul generatorului de curgere cu rotație

Soluționarea curgerilor tridimensionale s-a realizat cu ajutorul ecuației de continuitate și a ecuației de mișcare Navier-Stokes. Ecuația de continuitate pentru fluide incompresibile este scrisă sub forma Anton et al. [6]:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (5.4)$$

Iar ecuația de mișcare Navier-Stokes este descrisă de ecuația:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\overline{\overline{T}}) + \rho \vec{g} \quad (5.5)$$

În care este utilizată: ρ densitatea lichidului, \vec{v} vectorul vitezei, g accelerația gravitațională și $\overline{\overline{T}}$ este tensorul tensiunilor definit prin expresia:

$$\overline{\overline{T}} = \mu \left[\left(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T \right) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (5.6)$$

Ecuația de mai sus are definiți la rândul ei următorii termeni: μ vâscozitatea moleculară, I este tensorul unitar.

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

$$\vec{w} = \vec{v} - \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (5.7)$$

În ecuația (5. 7) r reprezintă vectorul de poziție, prin urmare ecuația Navier-Stokes definită cu ecuația (5. 5) va avea forma:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}) + \nabla \cdot (\bar{v} \bar{v}) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{w}) + \nabla \cdot (\rho \bar{w} \bar{w}) + 2\rho \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}) + \rho \frac{\partial \bar{\omega}}{\partial t} \times \bar{r} \quad (5. 8)$$

Modelul de turbulență utilizat

Pentru curgerea tridimensională al generatorului de swirl, dar și pentru curgerea bidimensională axial simetrică s-a utilizat modelul de turbulență k-ε realizabil. Modelul k-ε realizabil a fost dezvoltat relativ recent și diferă de modelul k-ε standard prin următoarele, Fluent 6 [136]:

- modelul realizabil k-ε conține o formulă diferită pentru vâscozitatea turbulentă;
- o nouă ecuație de transport a ratei de disipare ϵ , a fost derivată dintr-o ecuație exactă pentru transportul fluctuației vorticității.

Termenul de realizabil înseamnă că modelul satisface constrângerile matematice ale constrângerilor Reynolds. Un beneficiu imediat al modelului k-ε este că prezice cu o acuratețe mai mare rata de împrăștiere a jeturilor plane sau rotunde. Este de asemenea de așteptat ca să ofere performanțe superioare pentru curgeri ce implică rotații, straturi limită ce implică gradienti de presiune adversi, separări sau recirculări. Pentru a înțelege matematica din spatele modelului k-ε realizabil considerăm combinația dintre relația lui Boussinesq și definiția vâscozității turbulente, pentru a obține următoarea expresie pentru Normal Stress Reynolds într-o curgere incompresibilă.

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (5. 9)$$

Utilizând ecuația $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ pentru $\nu_t \equiv \mu_t / \rho$ se obține valoarea pentru sarcina normală $\overline{u^2}$ care prin definiție este o valoare pozitivă sau devine negativă sau non realizabilă când tensiunea este destul de mare pentru a satisface formula, Fluent 6 [136]:

$$\frac{k}{\epsilon} \frac{\partial U}{\partial x} \geq \frac{1}{3C_\mu} \approx 3.7 \quad (5. 10)$$

Pe de asupra se poate arăta că inegalitatea Schwartz pentru efort tangențial ($\overline{u_\alpha u_\beta}^2 \leq \overline{u_\alpha^2} \overline{u_\beta^2}$) pot fi forțate când valoarea efortului mediu este mare. Următorul pas pentru a asigura realizabilitatea (pozitiv pe efortul normal și inegalitatea Schwarz pentru efort tangențial) este acela de a face variabila C_μ sensibilă la curgerea principală (deformarea principală) și la turbulența (k, ε). Noțiunea de variabilă C_μ este propusă de mulți modelatori inclusiv Reynolds și este bine susținută de partea experimentală. Spre exemplu C_μ are o valoare de aproximativ 0.09 în substraturile inerțiale ale echilibrului stratului limită și de 0,05 într-un curent de fluid puternic omogen. Atât modelul realizabil cât și RNG al k-ε au arătat îmbunătățiri substanțiale peste modelul k-ε standard unde caracteristicile curgerii cuprind turburi mari ale liniilor de curent, vorticitate și rotație. Cum modelul este relativ nou nu este exact clar dacă modelul realizabil k-ε completează intru totul modelul RNG. Totuși, studii inițiale au arătat că modelul realizabil oferă performanțe mai bune în comparație cu celelalte versiuni ale modelului k-ε pentru câteva

validări ale curgerilor cu separație și ale curgerilor cu caracteristici complexe ale curgerii secundare. Un punct slab al modelului k-ε sau a altor modele tradiționale k-ε este ecuația de modelare a ratei de disipare (ε). Cunoscutul jet rotund anormal este considerat a fi cel mai potrivit pentru ecuația modelului de disipație. Modelul realizabil propus de Shih a fost destinat să se adreseze acestor deficiențe ale modelului k-ε tradițional adoptând următoarele condiții:

- o nouă formulă a vâscozității turbulente luând în calcul o variabilă C_μ originală propusă de Reynolds;
- un nou model pentru ecuația de disipare ε bazată pe ecuația dinamică a fluctuației medii de vorticitate.

O limitare a modelului k-ε este acela că produce turbulențe ale vâscozității care nu sunt naturale în situații când domeniul de calcul conține atât zone ale curgerii cu rotație și staționare. Aceasta este datorată faptului că modelul k-ε realizabil include efectele rotației principale ale curgerii în vâscozitatea turbulentă. Acest efect al extra rotației a fost testat într-un sistem cu o singură componentă a rotației și a arătat o comportare superioară peste modelul k-ε standard.

Ecuatiile de transport mediate pentru k și ε în modelul utilizat sunt, Fluent 6 [136]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (5.11)$$

Și ecuația de transport pentru disipația energiei cinetice este definită prin, Fluent 6 [132]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1e} \frac{\varepsilon}{k} C_{3e} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (5.12)$$

unde

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (5.13)$$

În aceste ecuații G_k reprezintă generarea energiei cinetice turbulente corespunzătoare gradientului vitezei medii definit prin ecuația de transport exactă a energiei cinetice turbulente k. G_b reprezintă generarea energiei cinetice turbulente corespunzătoare forței ascensionale. Y_M reprezintă contribuția fluctuației dilatației în turbulența compresibilă a ratei totale de disipare. C_2 și C_{1e} sunt constante. σ_k și σ_ε numerele Prandtl de turbulență pentru k respectiv ε. S_k și S_ε sunt termeni definiți de model. de remarcat că atât pentru modelul k-ε realizabil, dar și pentru modelul k-ε standard ecuația pentru k este similară. Modelul realizabil k-ε a fost validat considerabil pentru o mare varietate de curgeri, aici incluzând curgerile rotative, curgerile libere ce includ jeturile și starurile combinate din curgere sau curgerile separate. Pentru toate aceste cazuri performanțele modelului au fost mult mai bune decât modelul k-ε standard. De remarcat este faptul că modelul k-ε realizabil poate valida bine jeturile rotunde, rata de împrăștiere a jeturilor axisimetrice sau a celor plane.

La fel ca pentru celelalte modele k-ε, vâscozitatea turbulentă este calculată din:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.14)$$

Diferența dinre modelul realizabil k-ε, modelul k-ε standard și modelul k-ε RNG este că C_μ nu este constant. Acesta este calculat din:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (5.15)$$

unde

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij}} \quad (5.16)$$

și

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (5.17)$$

unde $\bar{\Omega}_{ij}$ este tensorul mediu al ratei de rotație într-un sistem de referință cu o viteză unghiulară ω_k . Constantele modelului A_0 și A_s sunt date de:

$$A_s = \sqrt{6} \cos \varphi, A_0 = 4.04 \quad (5.18)$$

unde:

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\bar{S}^3}, \bar{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (5.19)$$

Se poate observa că C_μ este o funcție a efortului mediu și a ratei de rotație, viteza unghiulară a sistemului de rotație și a câmpului de turbulență (k și ε). Constantele modelului $C_2, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ au fost stabilite să asigure performanțele modelului pentru valabilitatea curgerilor.

5.3.2. Ecuațiile curgerii 2D axial simetrice

Prin curgere axial simetrică înțelegem că domeniul de calcul 2D se rotește după o anumită axă dată în prealabil. Pentru curgerea axial simetrică cu vârtej funie impusă în programul de calcul Fluent se înțelege că și componenta de curgere cu rotație în cazul nostru componenta circumferențială a vitezei este inclusă. Pentru domeniul 2D axial simetric ecuația de conservare a momentului pentru curgerea cu swirl poate fi scrisă după formula de mai jos:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r\rho u\omega) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho v\omega) = \\ = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r\mu \frac{\partial \omega}{\partial x} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[r^3 \mu \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\omega}{r} \right) \right] - \rho \frac{v\omega}{r} \end{aligned} \quad (5.20)$$

unde: x este coordonata axială, r este coordonata radială, u este viteza axială, v este viteza radială, iar w este viteza tangențială, Fluent User's Guide [136], [137].

Problema comparării simulării numerice 3D nestaționare cu dezvoltarea vârtejului funie cu simularea 2D axial simetrică a fost studiată în detaliu de Resiga et al. [116]. Din această analiză s-a concluzionat că modelul axisimetric surprinde cu acuratețe modelul de turbulență 3D mediat. Pentru simularea numerică 2D, ecuațiile care guvernează curgerea axial simetrică și a fluidelor incompresibile au fost obținute scriind ecuația de continuitate și ecuațiile de moment în coordonate cilindrice. O analiză mai detaliată este efectuată de Resiga et al. în [110], [111]. Formula ecuației de continuitate este descrisă de :

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} = 0 \quad (5.21)$$

Ecuția momentului axial:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_z}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} (r V_z V_z) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r V_z) = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left[r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} 2 \frac{\partial V_z}{\partial z} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \left(\frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) \right] \end{aligned} \quad (5.22)$$

Ecuția momentului radial:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_r}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} (r V_z V_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r V_r) = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{V_\theta^2}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left[r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} 2 \frac{\partial V_r}{\partial r} \right] - 2 \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \frac{V_r}{r^2} \end{aligned} \quad (5.23)$$

Ecuția momentului circumferențial:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} (r V_z V_\theta) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_r V_\theta) = \\ = -\frac{V_r V_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial z} \left[r \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[r^3 \frac{\mu + \mu_T}{\rho} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{V_\theta}{r} \right) \right] \end{aligned} \quad (5.24)$$

Vâscozitatea dinamică efectivă este calculată ca și suma dintre așa numita vâscozitate turbulentă μ_T și vâscozitatea moleculară μ . Modelul curgerii axial simetrice care este implementat în codul Fluent 6.3 [136].

La ieșirea din domeniul de calcul o condiție de echilibru radial este impusă, ceea ce implică gradientul presiunii și viteza circumferențială.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho V_\theta^2}{r} \quad (5.25)$$

5.4. Rezultatele simulării numerice

Simulările numerice au fost efectuate pentru cele patru elemente ale aparatului de studiu al curgerii cu rotație. Rezultatele simulărilor numerice vor fi prezentate pentru fiecare componentă în parte.

5.4.1. Rezultatele simulării numerice pentru ogivă

Vizualizarea liniilor de curent este prezentată în figura de mai jos:

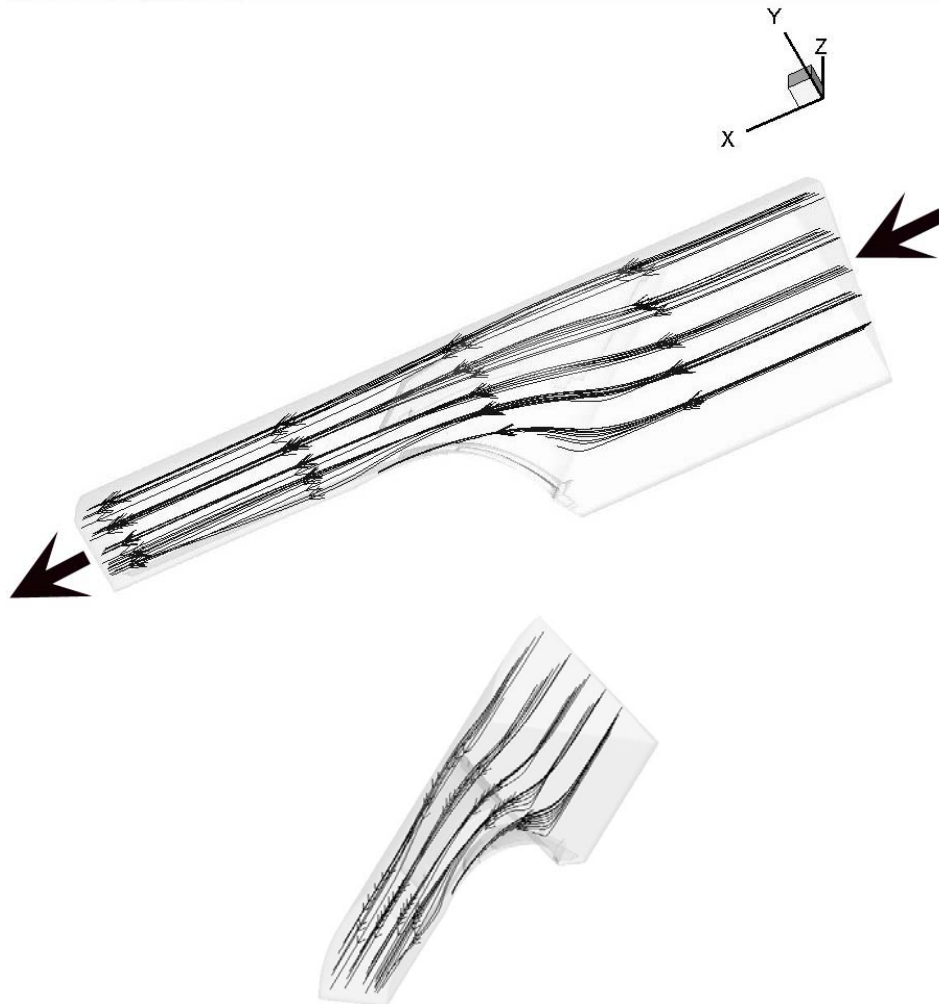


Figura 5. 19. Vizualizarea liniilor de curent pentru ogivă

Repartiția de presiune și de viteză pe domeniul de analiză este prezentată în figura următoare:

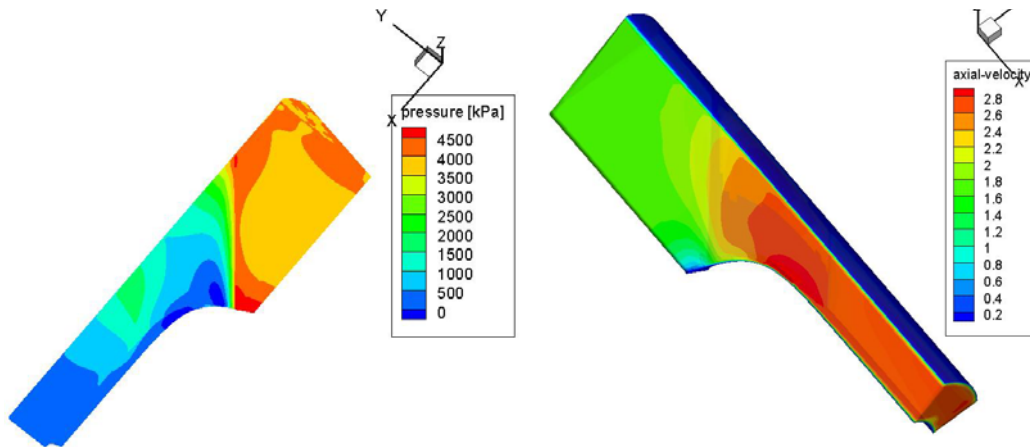


Figura 5. 20. Repartiția de presiune statică și viteză axială pe domeniul de analiză 3D al ogivei

La ieșirea din ogivă, avem următoarea repartiție de viteză axială și tangențială:

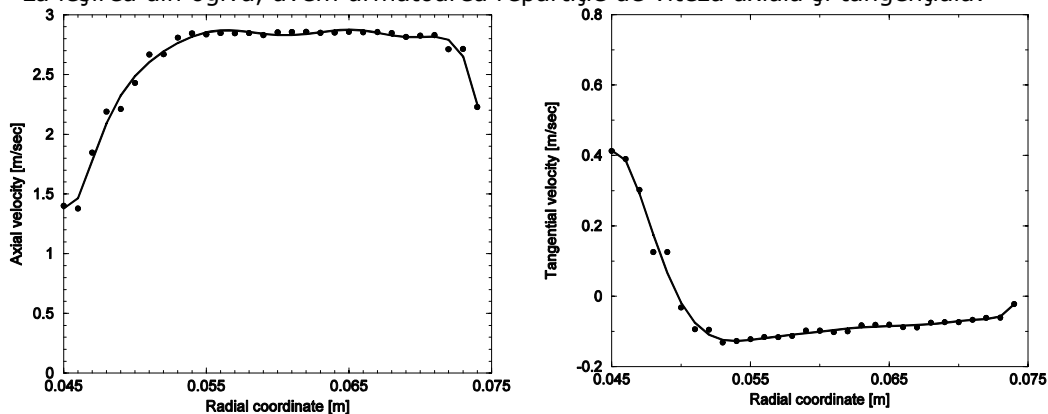


Figura 5. 21. Profilele de viteză de la ieșirea din ogivă, viteza axială (stânga) și viteza tangențială (dreapta)

După cum se observă în profilul vitezei axiale la ieșirea din suprafața de mediere acesta este aproximativ constant. Acesta este constant deoarece la proiectarea ei s-a avut în vedere să influențeze cât mai puțin curgerea, rolul ei principal fiind acela de a susține tot generatorul de curgere cu rotație, dar și de a oferi posibilitatea injecției de apă la intrarea în secțiunea de intrare a difuzorului conic. Aceeași configurație de profil constant este observat și pentru viteza tangențială care este aproximativ egală cu zero pe toată suprafața radială. Variația de viteză aproape de butuc pentru cele două profile este datorată influenței spiței care este atașată butucului.

5.4.2. Rezultatele simulării numerice pentru stator

În domeniul 3D al statorului, evoluția liniilor de curent arată că avem o distribuție uniformă a acestora atât pe intradosul paletii, dar și pe extradros.

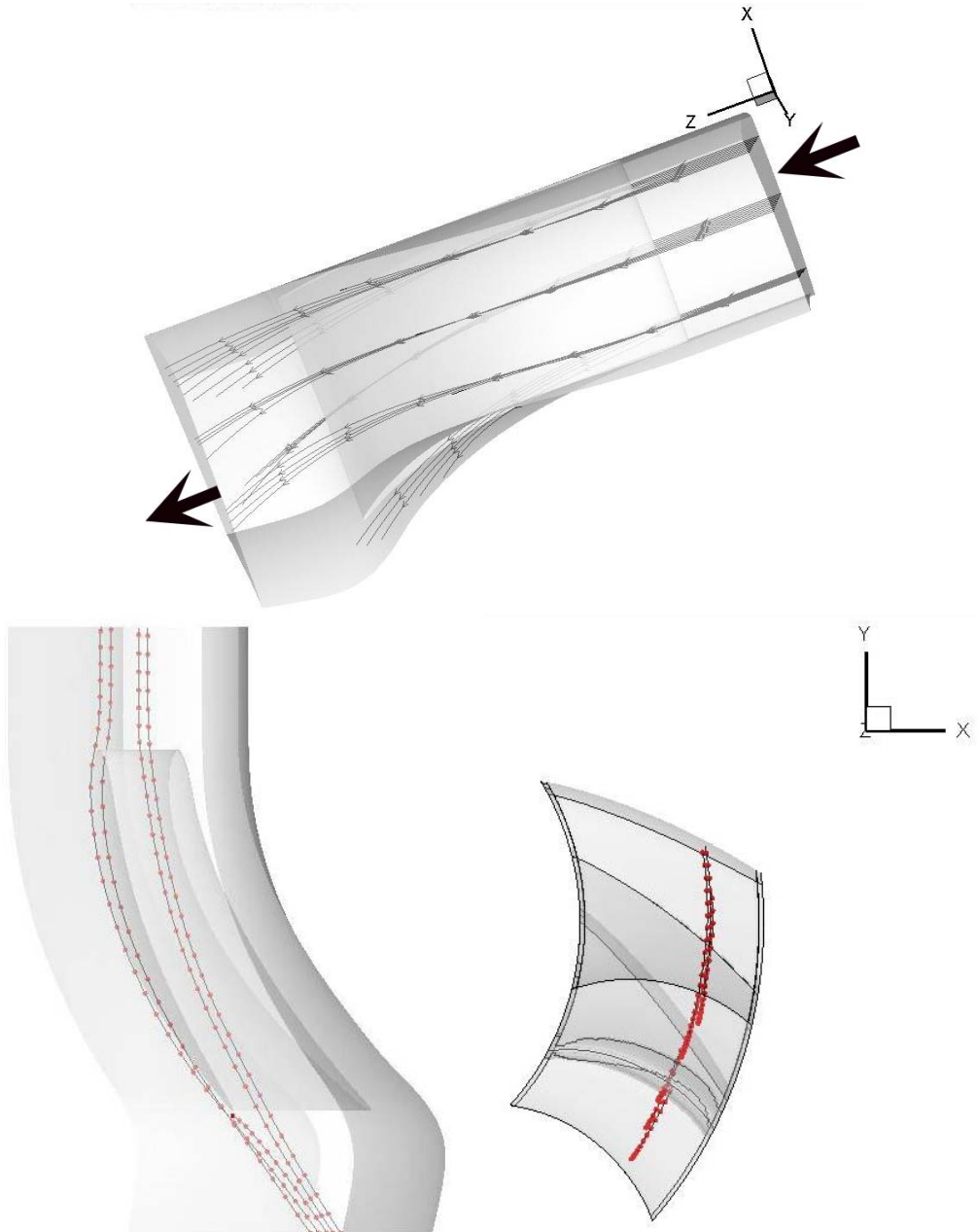


Figura 5. 22. Distribuția liniilor de curent pe domeniul statorului

Din simularea statorului se va prezenta variația presiunii statice pe intradosul și extradossul paletei statorice. Din cauza curentului accelerat, atunci când trece dinspre bordul de atac, pe intradosul paletei avem o scădere accentuată a presiunii, această scădere de presiune fiind mai pronunțată în apropierea butucului.

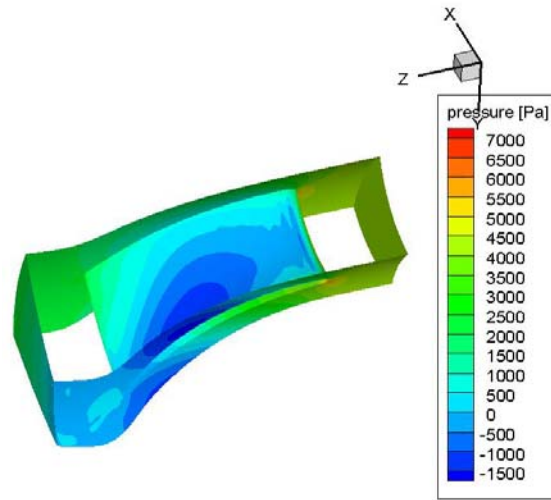


Figura 5. 23. Distribuția de presiuni pe intradosul paletei statorice

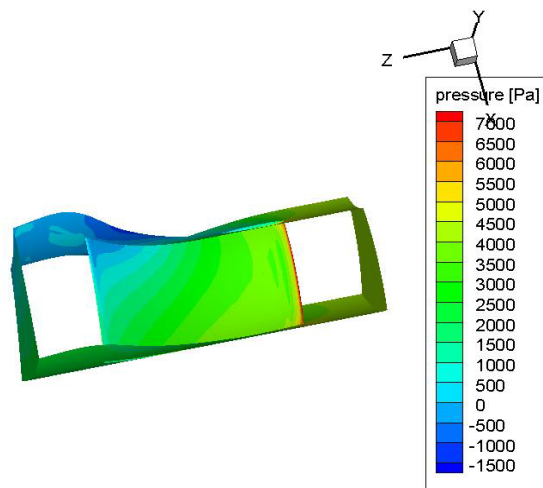


Figura 5. 24. Distribuția de presiuni pe extradosul paletei statorice

Din analiza presiunii statice pe extradosul paletei, se observă o creștere a presiunii la impactul dintre bordul de atac al paletei rotorice și curentul principal. Pe tot extradosul paletei avem o presiune constantă, o scădere a acesteia observându-se la butuc. Din analiza statorului reiese că nu avem desprinderi de pe palete, astfel se vor putea analiza profilele vitezelor de la ieșire, pentru a le considera condiții de intrare în rotor.

La ieșirea din paletele statorice avem următoarele profile de viteză mediate circumferențial:

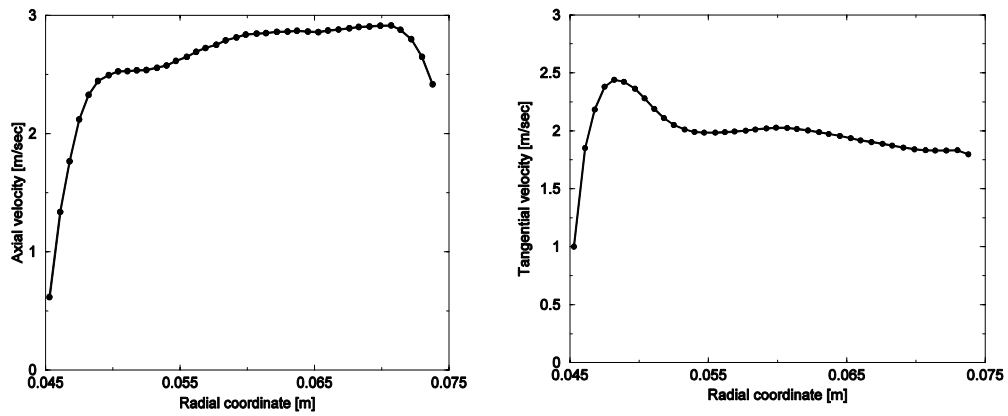
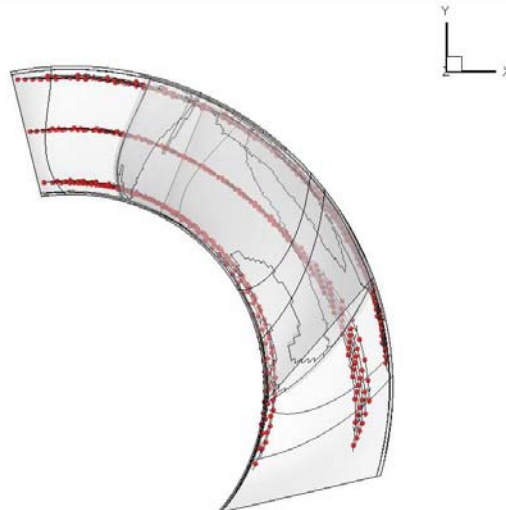


Figura 5. 25. Distribuția profilelor de viteze la ieșirea din domeniul de analiză 3D al statorului, viteza axială (stânga) și viteza tangențială (dreapta)

Pentru profilul vitezei axiale observăm că este similar profilului de la ieșirea din ogivă, ceea ce înseamnă că statorul nu influențează în nici un fel această viteză. Pentru profilul vitezei tangențiale se observă că acesta este la o valoare constantă pe toată lungimea coordonatelor radiale. Prin urmare statorul îndeplinește funcția pentru care a fost proiectat și anume de a conferi fluidului și o componentă tangențială la ieșire.

5.4.3. Rezultatele simulării numerice pentru rotor

O prima etapă sunt vizualizate liniile de curent. Dacă reprezentăm aceste linii în plan circumferențial observăm că liniile de curent păstrează aceeași rază de la intrare până la ieșire, fără a se abate.



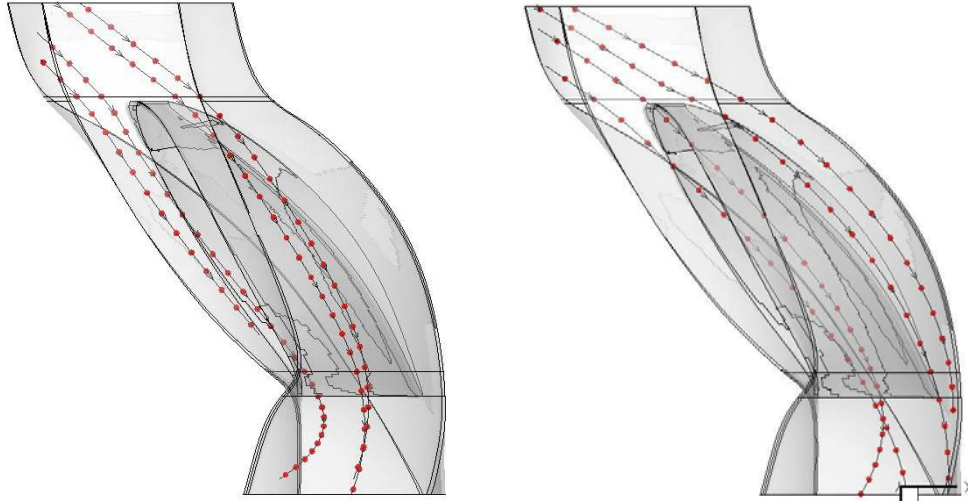
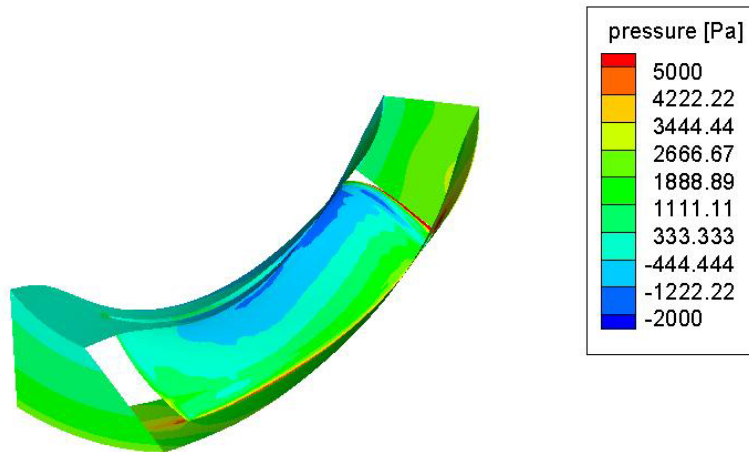


Figura 5. 26. Liniile de curent din domeniul 3D de calcul al rotorului liber, stânga – evoluția liniilor de curent aproape de butuc, dreapta – evoluția liniilor de curent aproape de periferie

Repartiția de presiune pe paleta rotorică arată faptul ca pe intradosul paletei rotorice (Figura 5. 27, sus) avem o zonă cu deficit de presiune aproape de butucul rotorului, iar pe toată periferia peretelui avem o presiune mai mare. Deficitul de presiune de pe intradosul paletei corespunde funcționării rotorului liber în acea zonă ca și turbină, iar presiunea mai mare corespunde funcționării rotorului liber ca și pompă.



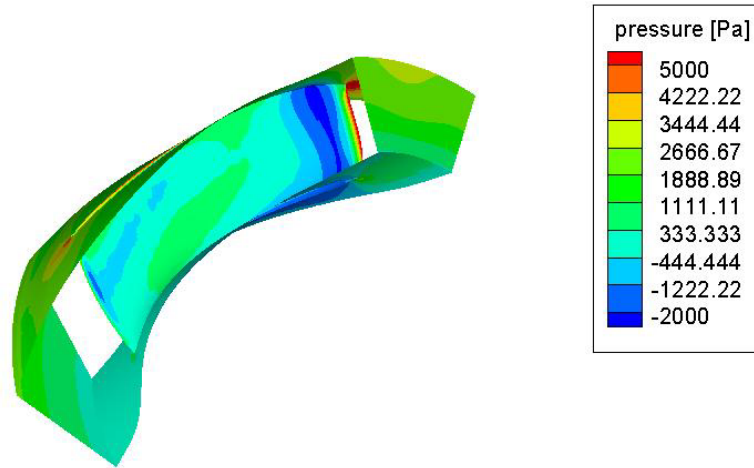


Figura 5. 27. Distribuția de presiuni pe intradosul (sus) și extradosul (jos) paletii rotorice

Pentru a se putea calcula domeniul 2D axial simetric pentru secțiunea de test, la ieșirea din domeniul de calcul al rotorului au fost mediate profilele de viteze. Medierea s-a realizat pe fiecare rază începând de la butucul rotorului și terminând cu periferia acestuia. Astfel de la o rază a butucului de 45 mm până la o rază la periferia de 75 mm, medierea s-a efectuat pe 30 de cercuri. Distribuția de viteze axială și tangențială rezultată în urma medierii este prezentată în figura de mai jos.

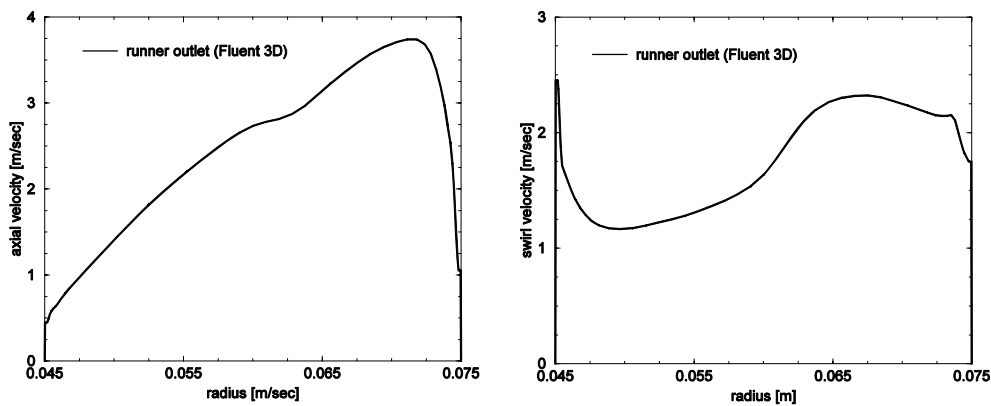


Figura 5. 28. Distribuția profilelor de viteze la ieșirea din rotorul liber, viteza axială (stânga) și viteza tangențială (dreapta)

În cazul vitezei tangențiale rotorul liber a fost proiectat ca aproape de butuc să aibă un deficit de viteză iar la periferie să aibă exces de viteză. Această configurație a profilului este asemănătoare funcționării unei turbine la sarcină parțială așa cum a fost exemplificat în Capitolul 2 pentru descrierea standului experimental.

5.4.4. Rezultatele simulării numerice pentru secțiunea de test convergent-divergentă.

Fiind analizate rezultatele simulării numerice pentru rotor, în continuare a fost calculată secțiunea de test convergent-divergentă. Simularea numerică pentru secțiunea de test a fost efectuată pentru două regimuri: regimul de curgere cu vârtej funie și regimul de curgere cu injecție de apă. Pentru cele două regimuri, domeniul de calcul a fost același și s-a folosit același profil de viteză ca și condiție de intrare în domeniul de calcul. Singura modificare a fost în cazul curgerii cu injecție de apă, unde a fost schimbată condiția la limită din perete (curgere cu vârtej funie) în intrare pentru zona de injecție de apă. Fiecare regim va fi analizat separat în subcapitolele următoare.

5.4.4.1. Curgerea cu vârtej funie

O primă analiză din calculul domeniului 2D axial simetric a fost studiul câmpului de viteză axială și tangențială.

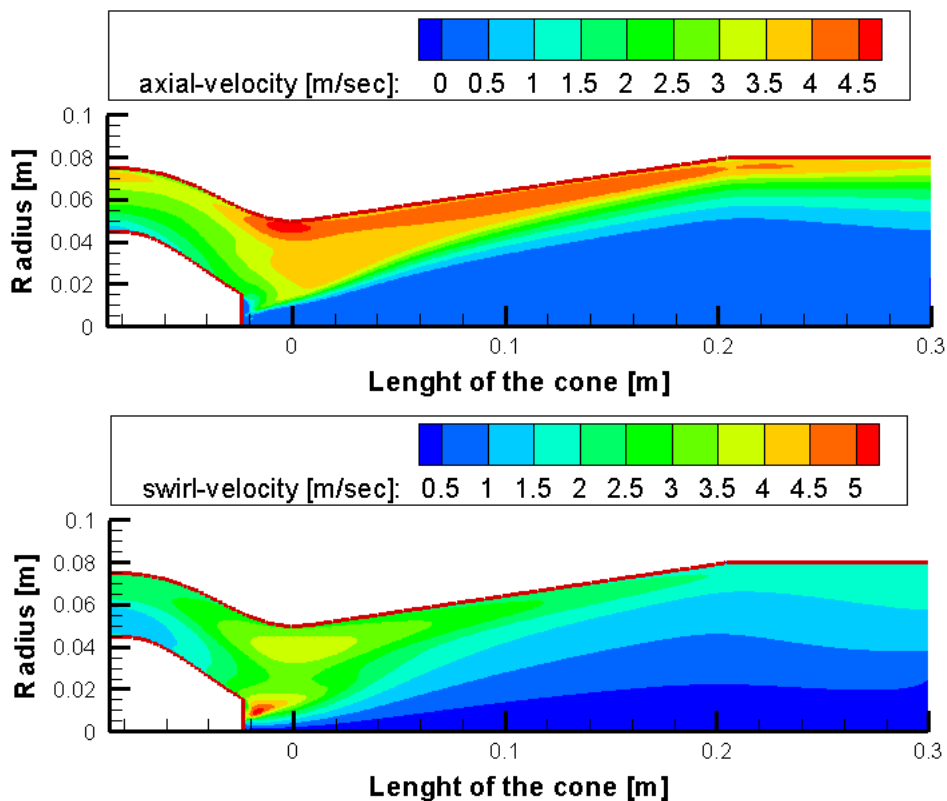


Figura 5. 29. Câmpurile de viteză pentru întreg domeniul 2D în cazul curgerii fără injecție de apă

Pentru cazul câmpului vitezei axiale în zona divergentă a secțiunii de test, este de observat că avem două zone de curgere principale: zona de curgere cu viteze mici situat aproape de axa de simetrie a conului ($R = 0$ m) și zona de curgere

cu viteze mari situat aproape de peretele divergent. În acea zonă vitezele înregistrate sunt cele mai mari de pe întreg domeniul de calcul 2D investigat. Între cele două zone principale de curgere avem o zonă de tranziție marcată cu verde. Zona de curgere cu viteze mici ocupă în partea divergentă mai mult de 50% din domeniul de calcul, și se continuă până la ieșirea din domeniul de calcul. În cazul vitezei tangențiale se observă că la intrare în domeniu avem două zone. Una cu viteză mai mică aproape de peretele duzei de injecție și o zonă cu viteză mai mare situată aproape de peretele exterior al domeniului. Aceste două zone cu viteze diferite confirmă curgerea de la ieșirea din rotor. La fel ca în cazul câmpului de viteză axială se observă două zone de curgere principale.

Analiza liniilor de curent din simularea numerică

Pentru vizualizarea liniilor de curent plecăm de la teoria lui Nishi et al. [90], ce tratează curgerea decelerată în difuzorul conic. Conform acestei teorii în cazul curgerii decelerate în difuzorul conic avem două zone de curgere: o zonă de quasistagnare situată în mijlocul conului și o zonă de curgere situată aproape de pereții difuzorului conic.

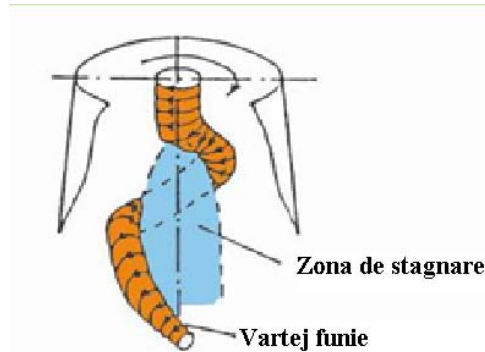


Figura 5. 30. Zona de stagnare în jurul căreia se formează vârtejul funie conform teoriei lui Nishi [90]

Între cele două zone se formează vârtejul funie, datorită stratului dintre cele două zone ce începe să se rotească în sens contrar curgerii. Din această rotație se formează vârtejul funie.

Pentru curgerea cu vârtej funie se observă că liniile de curent la intrarea în difuzorul conic sunt pe tot diametrul, urmând ca imediat după să înceapă a se apropia cât mai mult de perete. În zona de mijloc rămâne o zonă de stagnare sau zonă moartă. Conform teoriei lui Nishi exemplificată mai sus, între această zonă de stagnare și zona de recirculare se formează vârtejul funie cu fenomenele asociate lui. Din simularea 2D având impuse condițiile reale existente de pe standul experimental s-a ajuns la aproximarea corectă a profilelor de viteză în cazul curgerii cu vârtej funie. Mai mult din analiza liniilor de curent s-a identificat zona de formare a vârtejurii, concluzia finală pentru acest tip de curgere fiind că simularea numerică 2D poate aproxima corect apariția vârtejurii.

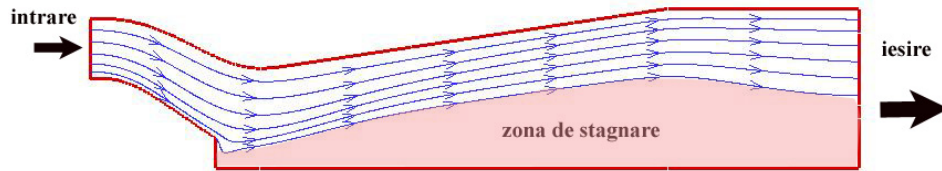


Figura 5. 31. Liniile de curent pentru curgerea cu vârtej funie

Analiza câmpului de vorticitate

Vorticitatea reprezintă rotorul vectorului viteză, iar în mecanica fluidelor este definită de următoarea formulă, Shapiro [105]:

$$\omega = \Delta \times V \quad (6.1)$$

În cazul curgerii axial simetrice 2D, stratul dintre cele două zone se formează pe muchia duzei de injecție și se continuă pe toată lungimea conului, în prima jumătate câmpul de vorticitate fiind mare cu 50% față de a doua parte a conului. Aceasta înseamnă că pe prima zonă, vârtejul este mult mai gros având un unghi mai mare decât unghiul difuzorului conic. Din pozele efectuate pe stand dar și din simularea numerică 3D este observat același fenomen: vârtejul funie are o formă aproape cilindrică la intrarea în con, după care se evazează cu un unghi mai mare decât cel al conului în zona de mijloc a conului, urmând ca la ieșirea din con să aibă un diametru mai mic.

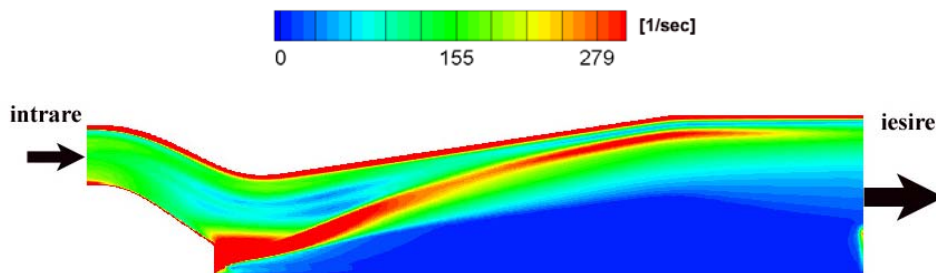


Figura 5. 32. Câmpul de vorticitate pentru cazul curgerii fără injecție de jet

Figura de mai jos prezintă vârtejul obținut pe standul experimental, vârtejul funie din curgerea tridimensională în comparație cu simularea numerică 2D prin câmpul de vorticitate prezentat în figura Figura 5. 32:

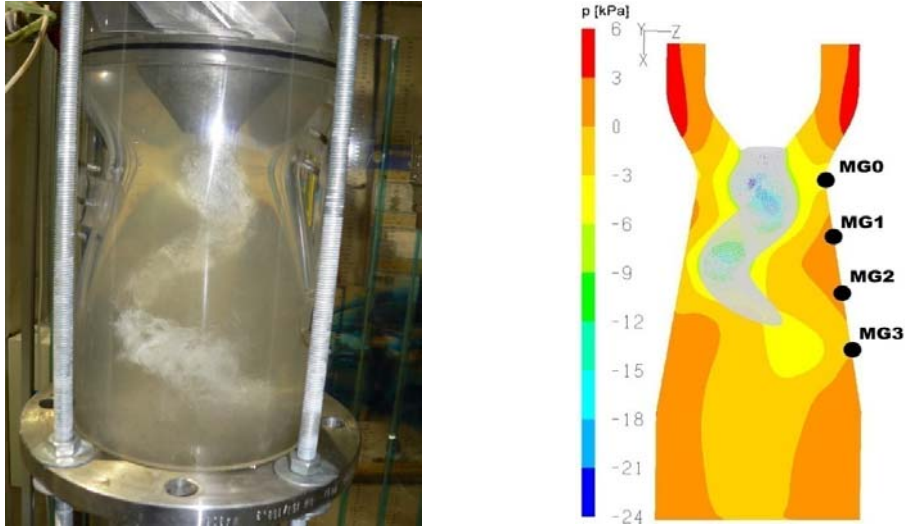
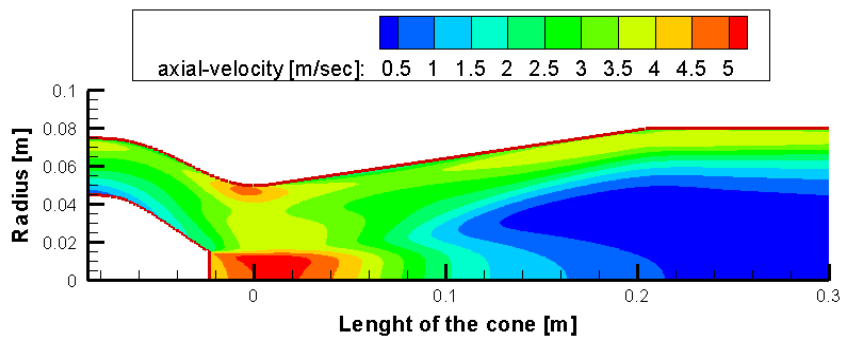


Figura 5. 33. Compararea formei vârtejului experimental-3D funcție de câmpul de vorticitate obținut din simularea numerică 2D

5.4.4.2. Curgere cu injecție de apă

Pentru că și pentru curgerea cu control prin injecție de apă simularea numerică se apropie de valorile vitezelor măsurate, figura de mai jos va prezenta întregul câmp de viteză axial și tangențial pentru secțiunea 2D calculată. În comparație cu viteza axială pentru cazul fără injecție de apă, observăm că în cazul de față zona de stagnare din mijlocul conului este împinsă la ieșire, odată cu acesta fiind împins și vârtejul funie.



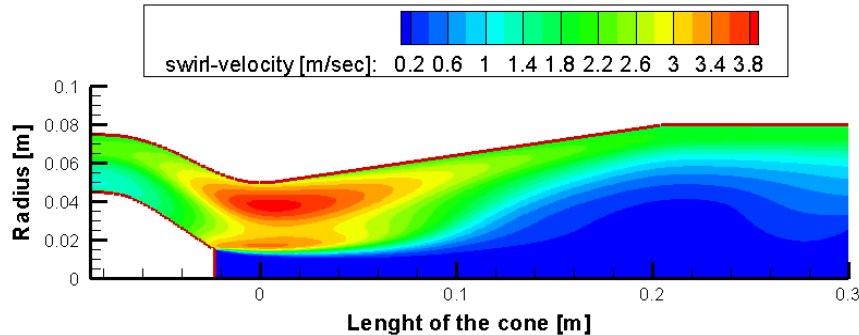


Figura 5. 34. Câmpurile de viteză pentru întreg domeniul 2D în cazul curgerii cu injecție de apă

Analiza liniilor de curent din simularea numerică

Pentru cazul injecției de apă la un debit de $10\% Q_{jet}/Q$, se observă că liniile de curent sunt atașate pe toată lungimea conului în zona de intrare, și se continuă aproximativ până la ieșirea din acesta. Aceasta înseamnă că toată regiunea de stagnare existentă în cazul precedent este eliminată, zona de mijloc fiind o zonă de curgere a fluidului, Bosioc, et al. [25].

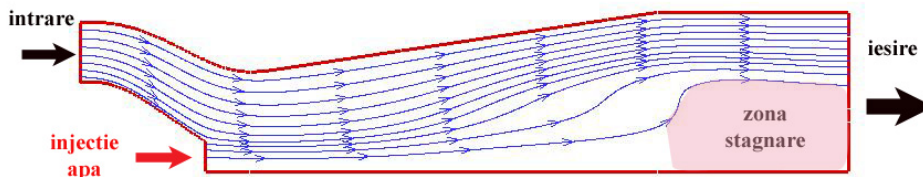


Figura 5. 35. Liniile de curent pentru curgerea cu injecție de apă la 10% debit Q_{jet}/Q_{funct}

O analiză independentă a curgerii cu vortej funie din difuzorul conic al secțiunii de test existente pe standul experimental a fost efectuată de Petit et al. [99], Muntean et al [81], [82]. Investigația a fost efectuată pentru regimul de curgere cu vortej funie. Au fost comparate profilele de viteză măsurate pe cele trei ferestre optice cu profilele de viteză rezultate din calculul numeric 3D turbulent nestaționar atât din programul Fluent dar și din calculul în OpenFoam. Comparația dintre cele trei a relevat faptul că rezultatele experimentale se suprapun peste rezultatele din calculul numeric. Aceste rezultate ne conduc la concluzia că rezultatele obținute atât cele experimentale dar și rezultatele numerice 3D și 2D sunt corecte și pot fi folosite cu încredere pentru stabilirea sau analiza corectă a tipului de curgere din difuzorul conic al turbinelor hidraulice.

Analiza câmpului de vorticitate

Pentru cazul curgerii cu injecție de apă din câmpul de vorticitate se observă că acesta se formează la intrarea în secțiunea divergentă între două zone: zona de curgere principală și zona de injecție. Câmpul de vorticitate are o formă axial simetrică și apare datorită diferențelor dintre componentele vitezelor: jetul de injecție are numai o componentă axială pe când curgerea principală are o

componentă a vitezei meridiană și circumferențială. Pe frontiera dintre cele două se formează acest câmp de valoare maximă.

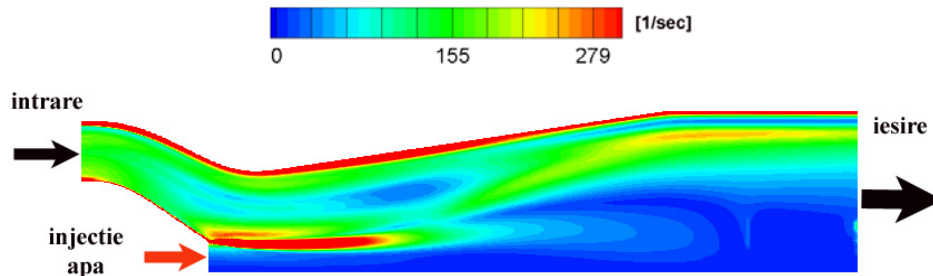


Figura 5. 36. Câmpul de vorticitate pentru cazul curgerii cu injecție de 10% jet

Pentru partea de experiment la 10% injecție de jet cât și din simularea numerică 3D forma vârtejului funie are următoarea formă:

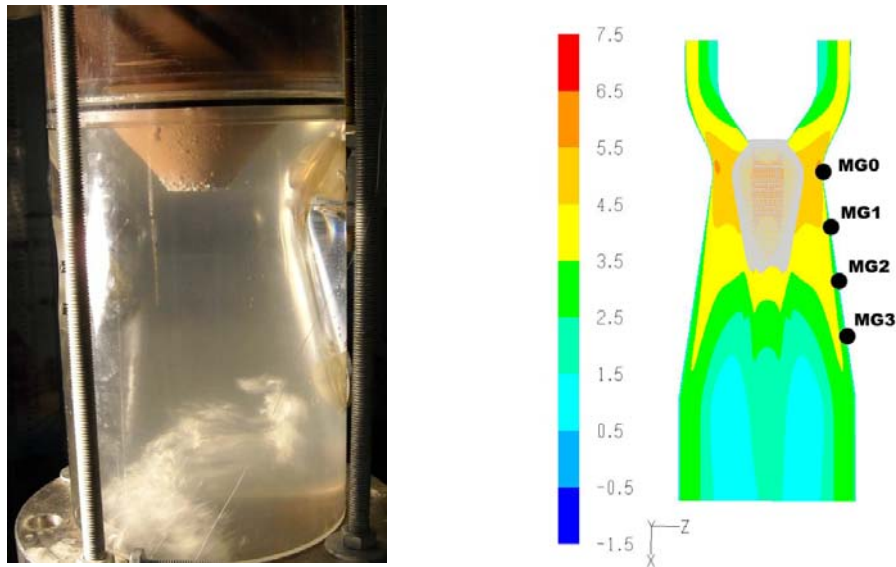


Figura 5. 37. Vizualizarea vârtejului funie de pe stațiunea experimentală și câmpul de viteză axial obținut din simularea numerică 3D (Muntean et al. [81], [82]) pentru cazul curgerii cu injecție de 10% jet

6. COMPARAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE CU SIMULAREA NUMERICĂ

Prezentul capitol conține compararea rezultatelor obținute experimental în Capitolele 3 și 4 cu rezultatele din calculul numeric obținute în capitolul precedent. Sunt comparate în prima etapă profilele de viteză mediate după cele trei axe de măsură investigate. Următoarea etapă a fost compararea presiunilor medii de pe perețele conului prin coeficientul de recuperare al presiunii. Sunt comparate două regimuri de funcționare: curgere cu vârtej funie și curgere cu injecție de apă.

6.1. Compararea profilelor de viteze

Din partea de investigare experimentală s-au măsurat 2 viteze: viteza meridiană și viteza circumferențială. Pe lângă vitezele mediate în timp pentru fiecare punct de pe axa de măsură, fiecare viteză va conține și variația medie pătratică sau RMS, Mandel [71]. Formulele de calcul atât pentru viteza medie măsurată dar și pentru RMS sunt date în tabelul de mai jos:

$$\bar{u} = \sum_{i=0}^{N-1} \frac{1}{N} \cdot u_i \quad (6.1)$$

$$u_{RMS} = \sqrt{\sum_{i=0}^{N-1} \frac{1}{N} \cdot (u_i - \bar{u})^2} \quad (6.2)$$

unde:

- u_i viteza măsurată la un moment dat
- \bar{u} , mediată în timp
- N numărul de probe măsurate, în cazul nostru 10,000 de probe

Din simularea numerică au fost extrase după aceleași coordonate ale axelor valorile vitezelor mediate. Pentru raportarea din simularea numerică am impus condiția de area weighted average, la care aplicăm formula:

$$\frac{1}{A} \int \varphi dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n \varphi |A_i| \quad (6.3)$$

Dacă pentru investigațiile experimentale am avut două regimuri pentru curgerea principală cu debite: 25 l/s și 30 l/s, iar rezultatele au fost adimensionalizate cu viteza medie din gât, pentru simularea numerică am investigat curgerea pentru un debit de 30 l/s, impunând pentru rotor viteza de rotație rezultată din măsurătorile efectuate cu stroboscopul.

6.1.1. Compararea vitezelor pentru axa din zona convergentă

Pentru compararea profilelor de viteză se va începe cu fereastra din zona convergentă situată la intrarea în secțiunea de test. Această primă fereastră de măsură nu ține cont de tipul de curgere din difuzorul conic, curgerea fiind

independentă de turația rotorului liber care s-a impus în simularea tridimensională. Astfel pentru verificarea curgerii din generatorul de curgere cu rotație se pot compara profilele de viteză calculate cu cele rezultate din investigația experimentală.

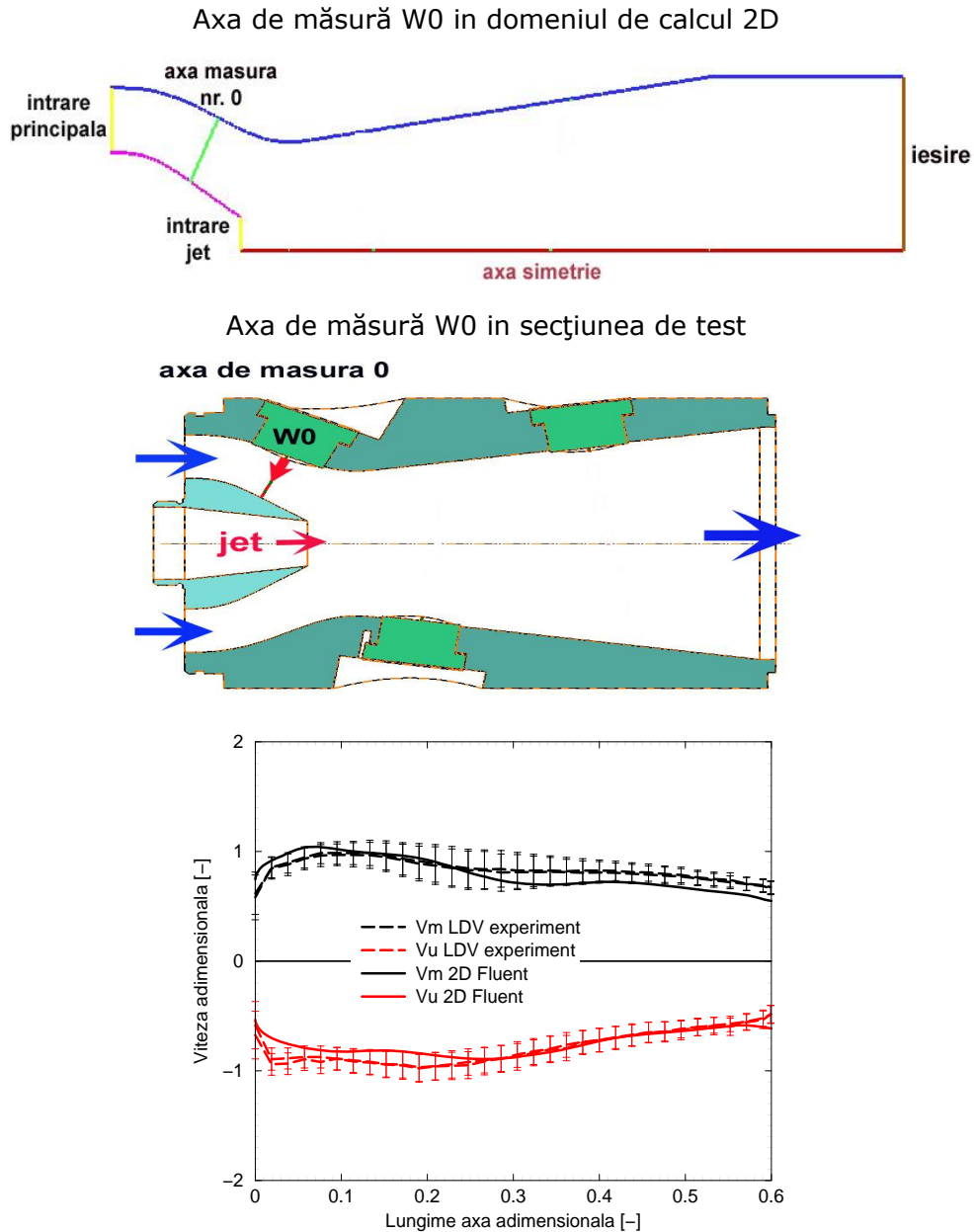


Figura 6. 1. Compararea profilelor de viteze experiment-2D axial simetric, pentru fereastra din zona convergentă, roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridiană

Figura de mai sus prezintă compararea celor două profile de viteză meridiană și circumferențială din investigația experimentală în comparație cu simularea numerică. Vitezele pozitive reprezintă variațiile vitezei meridiene, iar vitezele negative reprezintă variațiile vitezei tangențiale. Pentru ambele viteze din simularea numerică observăm că ele se încadrează în variațiile vitezei măsurate. Pentru viteza meridiană măsurată la mijlocul liniei de măsură se observă că avem RMS-ul mare. Acesta se datorează schimbării configurației rotorului din amonte, din rotor aproape de butuc în pompă aproape de periferie după cum a fost proiectat, Susan-Resiga et al. [109].

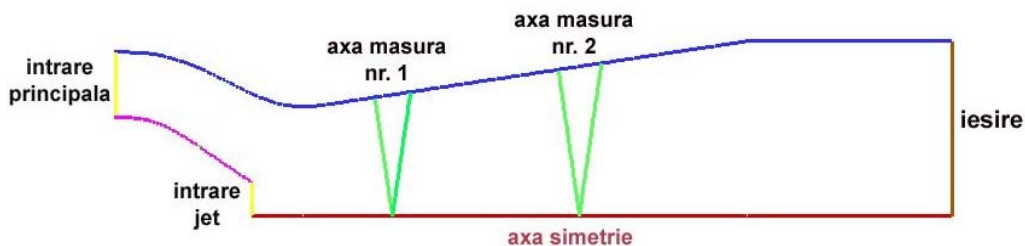
6.1.2. Compararea profilelor de viteză din zona divergentă a secțiunii de test

Din analiza efectuată pentru fereastra din zona convergentă s-a dovedit că generatorul de swirl în cazul nostru ogiva, statorul și rotorul liber din domeniul de calcul 3D a fost calculat corect, astfel la intrarea în secțiunea convergentă profilul de viteză calculat este asemănător cu cel rezultat din simularea numerică. În continuare se va analiza curgerea din difuzorul conic sau mai bine zis din secțiunea convergent-divergentă din domeniul 2D pentru două cazuri: curgere cu vârtej și curgere cu injecție de jet de apă la un debit de 10%. S-au ales două regimuri pentru calculul 2D axial simetric deoarece s-a dorit a se evalua acest model atât pentru cazul instabilității produse de vârtejul funie, dar și pentru cazul injecției de apă când fenomenele nestaționare din con ar trebui să fie eliminate, Bosioc et al. [23], [24].

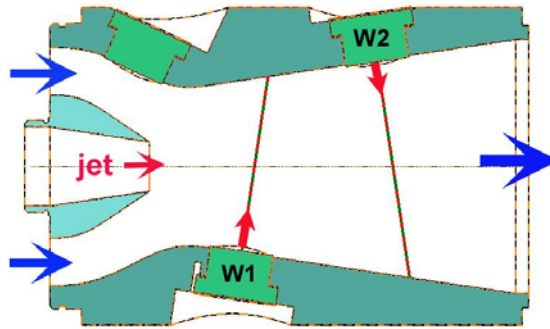
6.1.2.1. Compararea profilelor de viteză pentru curgerea cu vârtej

După compararea profilelor de viteză din zona de intrare și validarea curgerii tridimensionale din generatorul de vârtej, s-au verificat profilele de viteză pentru curgerea cu vârtej, pentru cele două ferestre situate în difuzorul conic. Pentru prima fereastră montată la intrarea în zona convergentă, pentru profilul vitezei meridiene calculat observăm că avem o zonă de stagnare mai mare decât cea măsurată. Aceasta se poate datora modelului de turbulență folosit ce are disipații mari sau se poate datora curgerii nestaționare din secțiunea de test.

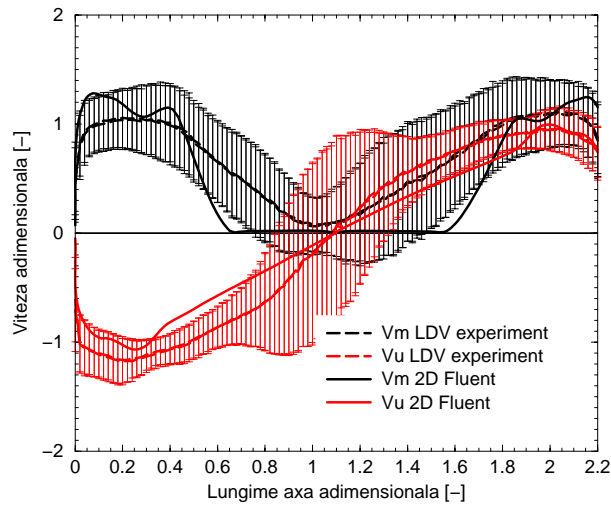
Axa de măsură W1 și W2 în domeniul de calcul 2D



axa de masura 1 si 2



W1 curgere vartej funie



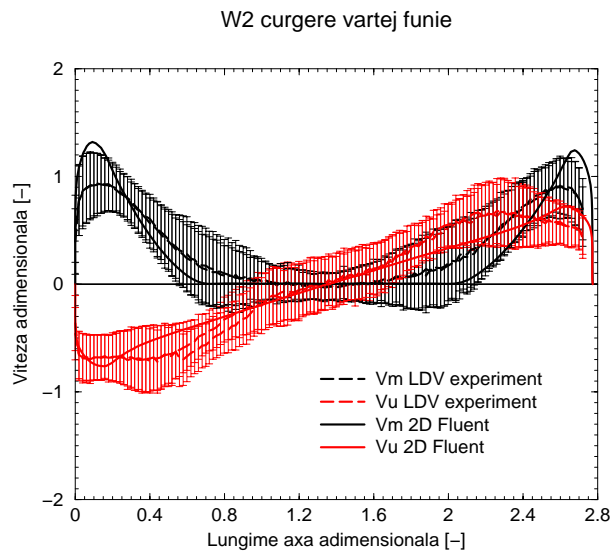


Figura 6. 2. Compararea profilelor de viteză pentru curgerea fără injecție de apă pentru cele două ferestre din secțiunea divergentă, roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridiană

Din comparațiile de mai sus se observă că vitezele calculate după aceleași axe se încadrează în variațiile vitezei măsurate, ceea ce înseamnă că simularea numerică 2D se apropie bine de fenomenul investigat. Pentru viteza meridiană se observă că are în zona de centru o zonă mare de viteză egală cu zero. În jurul acestei zone de stagnare conform teoriei emise de Nishi et al. [91] se formează vârtejul funie. Conform acestei teorii curgerea principală se împarte în două zone: una de quasi-stagnare situată în zona de mijloc pe lungimea conului și o zonă în care este concentrată întreaga curgere situată aproape de perete. Pentru curgerea din domeniul nostru de calcul al difuzorului conic observăm acest fenomen din plotarea vitezei meridiene. Zona de stagnare care se formează în mijlocul conului ocupă mai bine de 50% din raza difuzorului, curgerea principală fiind pe o impinsă pe o zonă inelară aproape de peretele conului. Acest fenomen este valabil și pentru viteza circumferențială, care în zona de mijloc are zonă de stagnare.

6.1.2.2. Compararea profilelor de viteză pentru curgerea cu injecție de jet

După compararea rezultatelor pentru curgerea cu vârtej, am realizat o comparație a rezultatelor măsurate cu cele experimentale, pentru curgerea cu injecție de apă la un debit de 10.6%. Am ales acest debit pentru compararea profilelor de viteză, deoarece din investigațiile experimentale am ajuns la concluzia că pentru a distruge zona de stagnare, deci implicit vârtejul funie avem nevoie de mai bine de 10% apă pentru injecție din debitul principal. Pentru prima fereastră situată la intrarea în zona divergentă, odată cu injecția de jet, în zona de mijloc avem un exces de viteză, atât pentru calculul numeric, cât și din investigarea experimentală. După cele spuse mai sus, nu avem zonă de stagnare, prin urmare și vârtejul funie a fost eliminat. Pentru fereastra numărul doi observăm în ambele cazuri că avem zonă de stagnare, ceea ce înseamnă că vârtejul nu este suficient de puternic ca să elimine această zonă de la ieșirea din con.

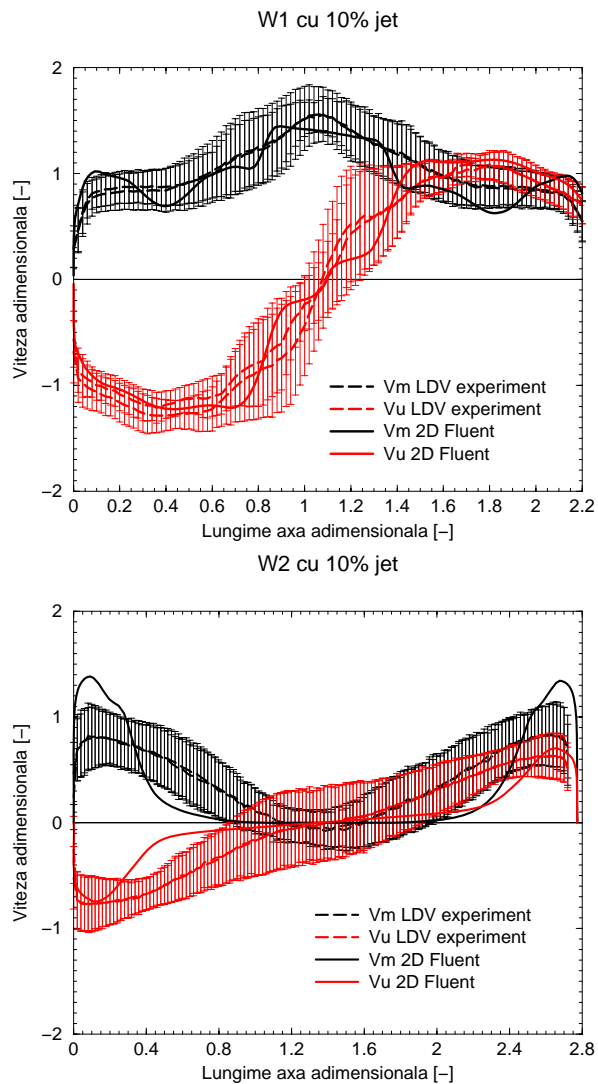


Figura 6. 3. Compararea profilelor de viteză pentru curgerea cu injecție de apă de 10% pentru cele două ferestre din secțiunea divergentă, roșu – viteza mediată circumferențială, negru – viteza mediată meridiană

6.2. Compararea presiunii din conul tubului de aspirație

Analiza presiunii este realizată din două puncte de vedere:

- analiza pulsațiilor de presiune mediate, din care se poate calcula căderea pe lungimea conului și coeficientul de recuperare al presiunii
- analiza directă a pulsațiilor de presiune din care se vor calcula amplitudinile și frecvența pulsațiilor de presiune cu transformata Fourier.

Din partea de simulare numerică ținând cont de faptul că se poate investiga orice suprafață din interiorul conului, s-au calculat de asemenea fluxurile de energie pentru cele două regimuri de funcționare investigate.

6.2.1. Compararea coeficientului de recuperare al presiunii

Pentru compararea presiunii din difuzorul conic se vor utiliza datele existente din măsurarea pulsațiilor de presiune pe cele patru nivele și presiunea medie statică de pe întreaga lungime a difuzorului conic. Investigarea experimentală a fost efectuată la două regimuri principale ale curgerii: 30 l/s și 35 l/s, iar simularea numerică a fost efectuată numai la un regim principal de 30 l/s. Coeficientul de recuperare al presiunii se va calcula după formula:

$$c_p = \frac{\bar{p} - \bar{p}_{gat}}{(\rho \cdot v_{gat}^2) / 2} \quad (6.4)$$

unde \bar{p} este presiunea medie măsurată, \bar{p}_{gat} este presiunea medie măsurată pentru zona de diametru minim al secțiunii de testare și v_{gat} este viteza din zona de diametru minim.

Investigațiile experimentale cuprind de altfel și variația RMS calculată cu formula de mai jos:

$$p_{RMS} = \sqrt{\sum_{i=1}^{N_s} \frac{1}{N_s} (p_i - \bar{p})^2} \quad (6.5)$$

unde N_s reprezintă numărul de probe achiziționate, în cazul nostru 8192 și \bar{p}_i presiunea măsurată la un moment dat din cele 8192 eșantioane măsurate.

Compararea coeficientului de recuperare al presiunii pentru curgerea cu vârtej.

Prima dată a fost calculat coeficientul de recuperare al presiunii pentru curgerea cu vârtej funie. În cazul simulării numerice, am efectuat trei rulări cu mesh diferit pentru a observa dacă presiunea statică variază pe perete funcție de discretizarea folosită. Astfel am utilizat un mesh inițial de 30000 de celule, unul cu 50000 de celule iar celălalt cu 120000 de celule, celelalte setări fiind identice. După cum se observă și în graficul de mai jos diferențele dintre cele trei variante de mesh este de maxim 1%, astfel am convenit ca următoarele simulări numerice să fie efectuate cu meshul cel mai mic, pentru a calcula într-un timp cât mai scurt.

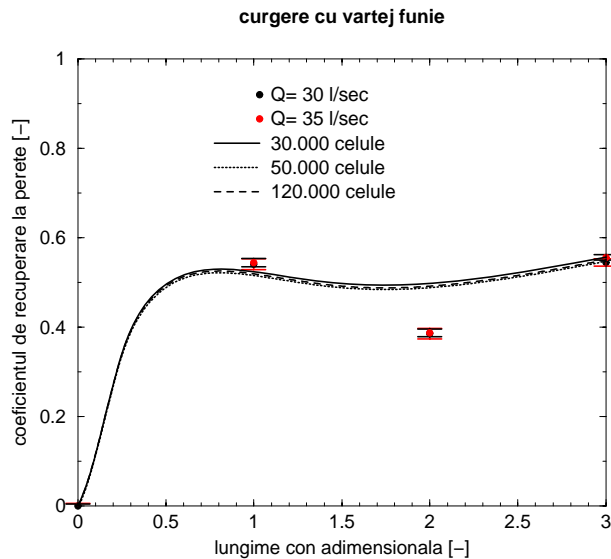
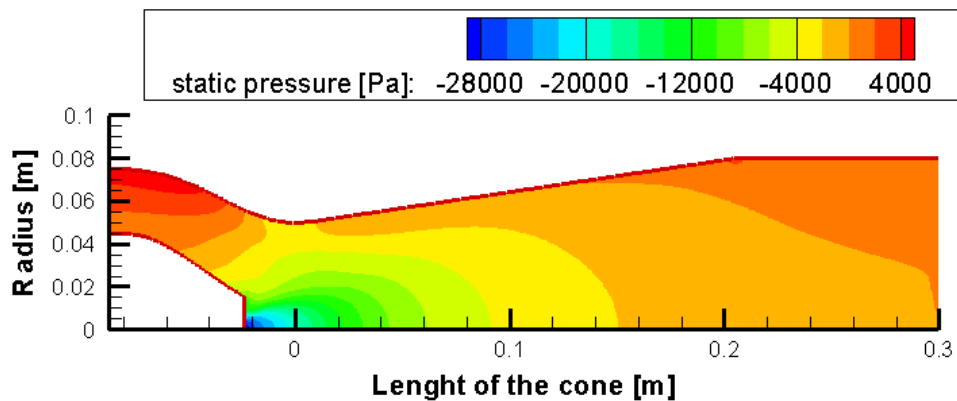


Figura 6. 4. Compararea coeficientului de recuperare al presiunii pentru curgerea fără injecție de jet

Din comparațiile datelor experimentale cu cele obținute din simularea numerică observăm că în prima parte coeficientul de recuperare al presiunii are aceleași valori, urmând ca pe a doua parte a conului simularea numerică să nu fie capabilă să surprindă desprinderea curgerii de pe perete, în ultima parte valorile coeficientului fiind indentice pentru cele două cazuri. Eroarea simulării numerice față de experiment pentru nivelul MG2 fiind de aproximativ 15%. Din domeniul 2D axial simetric repartiția de presiune statică se va prezenta în figura de mai jos:



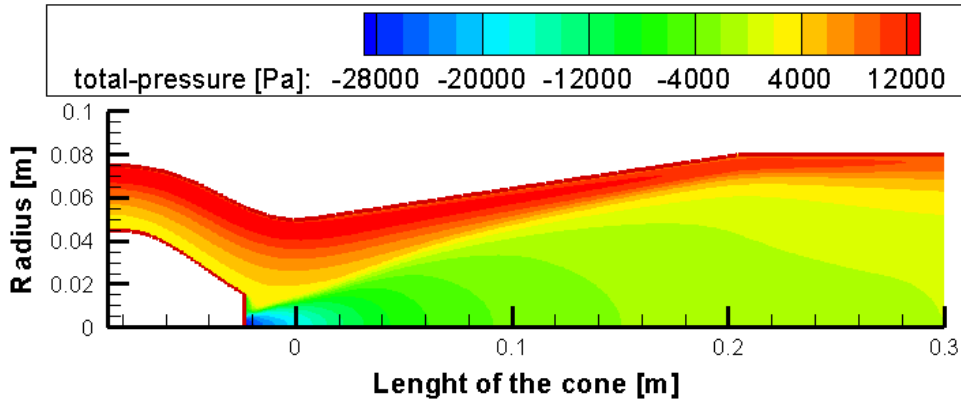


Figura 6. 5. Câmpurile de presiune statică și totală pentru curgerea fără injecție de jet

Compararea coeficientului de recuperare al presiunii pentru curgerea cu injecție de jet.

În cazul simulării numerice în comparație cu investigarea experimentală a coeficientului de recuperare al presiunii pentru curgerea cu 10% injecție de jet se va prezenta următoarea figură. Pentru calculul din simularea numerică am ales varianta de mesh cu 30000 de celule pentru a obține un rezultat în timpul cel mai scurt cu erori minime. Față de varianta fără injecție de jet coeficientul de recuperare al presiunii crește cu peste 20% pentru toate nivelele, în special pentru nivelul MG2. Erorile dintre cele două variante sunt de maximum 11% pentru nivelele MG1 și MG2, recuperarea de presiune cea mai importantă fiind în prima parte a conului.

Jet 10%

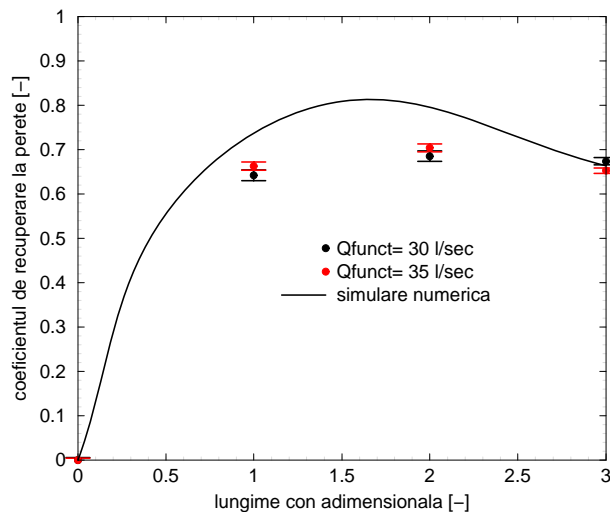


Figura 6. 6. Compararea coeficientului de recuperare pentru curgerea cu 10% injecție de jet

Pentru cazul cu controlului cu injecție de apă repartitia de presiune pe domeniul 2D axial simetric se va prezenta în figura de mai jos:

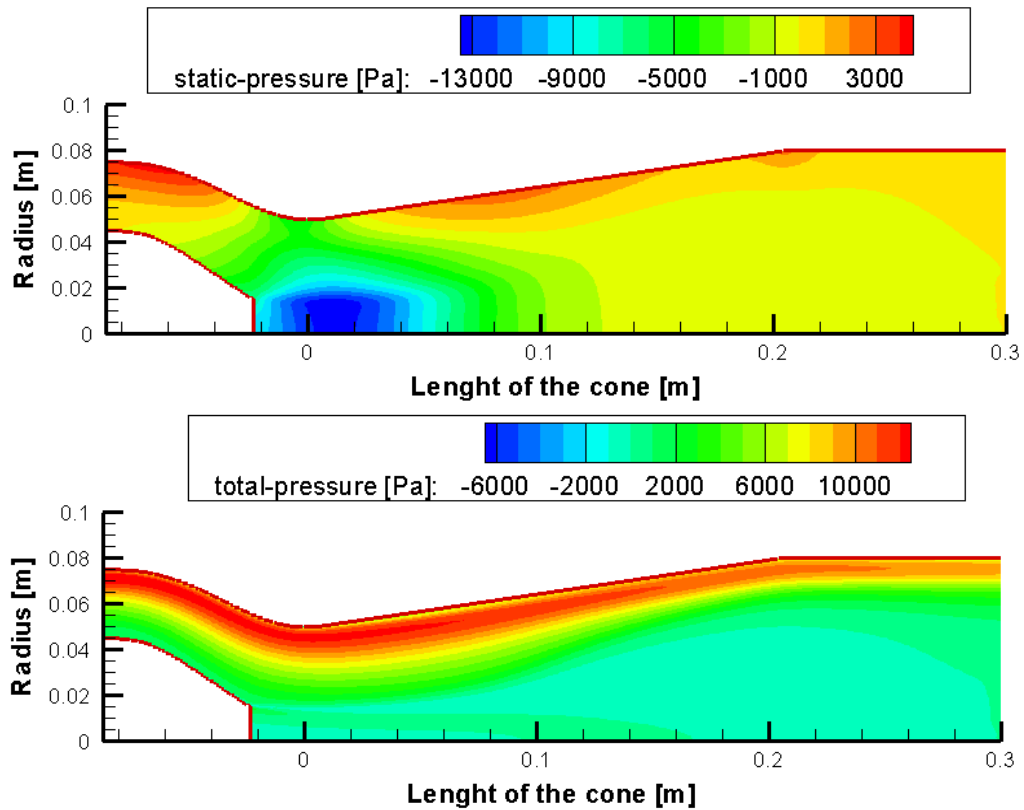


Figura 6. 7. Câmpurile de presiune statică și totală pentru curgerea cu injecție de jet 10%

6.2.2. Analiza fluxului de energie din calculul 2D axial simetric

Fluxurile de energie definesc caracteristicile de recuperare a energiei în con, ținând cont de faptul că în con avem o recuperare a energiei din energie cinetică în energie potențială, Muntean et al. [83], [84].

$$\text{Fluxul de energie potențială} \quad \Pi(x) = \int_{S(x)} p(x, y) V \cdot ndS [W] \quad (6.6)$$

$$\text{Fluxul de energie cinetică} \quad K(x) = \int_{S(x)} \frac{\rho V^2(x, y)}{2} V \cdot ndS [W] \quad (6.7)$$

$$\text{Fluxul de energie mecanică} \quad E(x) = \Pi(x) + K(x) [W] \quad (6.8)$$

Aplicând formulele de mai sus pentru fluxul de energie potențială, cinetică și mecanică vor rezulta valorile prezentate în Figura 6. 8.

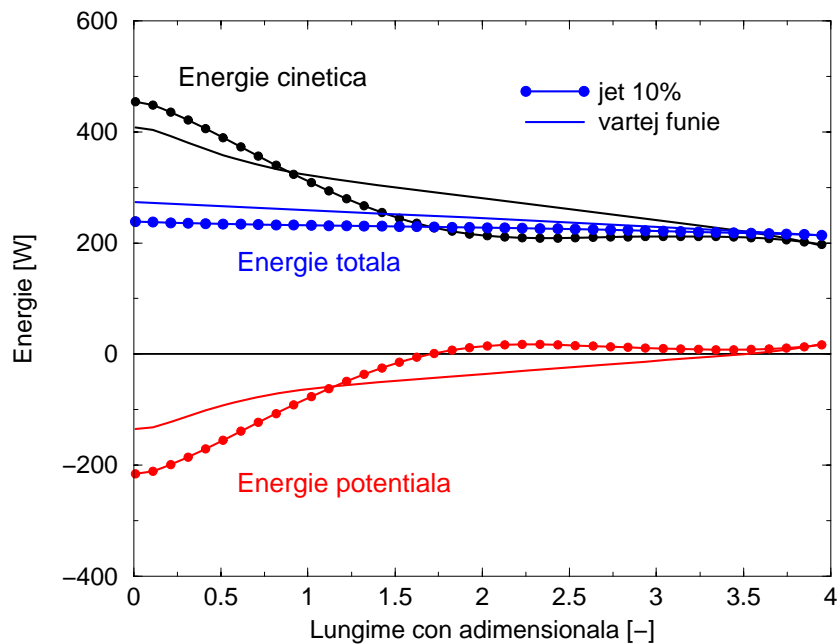


Figura 6. 8. Compararea fluxurilor de energie pentru cele două regimuri investigate numeric

Pentru cazul curgerii cu vârtej observăm că fluxul de energie potențială se recuperează liniar pe toată lungimea conului. Odată cu injecția de jet observăm că recuperarea este mai mare exact de la intrarea în con și este mai mare cu 50%. Totodată observăm că această recuperare de presiune are loc numai pe jumătate din lungimea conului, ceea ce înseamnă că această metodă de control face ca să se poată utiliza conuri mult mai scurte, având în același timp o recuperare mult mai bună, Bosioc et al. [25], [26]. Pentru fluxul de energie mecanică sau totală, dacă linia este orizontală înseamnă că nu avem pierderi pe lungimea conului, iar cu cât linia este mai înclinată cu atât pierderile sunt mai mari. În cazul nostru din datele extrase pentru simularea numerică, pentru curgerea cu injecție de apă observăm că avem o linie care este aproximativ orizontală adică avem pierderi minime.

7. CONCLUZII ȘI PERSPECTIVE

7.1. Concluzii

Prezenta lucrare tratează investigarea curgerii cu rotație din conul tubului de aspirație al turbinelor hidraulice. Totodată este propusă și examinată o nouă metodă de control și eliminare a vârtejului funie, metodă brevetată de Prof. dr. ing. Romeo Susan-Resiga [34],[117],[126].

Problema curgerii cu vârtej funie din conul tubului de aspirație este de real interes pentru industria din domeniul mașinilor hidraulice, în momentul de față centralele hidroelectrice fiind forțate să funcționeze la debite diferite de punctul optim. Funcționarea la debite parțiale implică apariția așa numitului vârtej funie care este însoțit de pulsații mari de presiune în conul tubului de aspirație. Efectele pulsațiilor de presiune datorate vârtejului funie care sunt neperiodice conduc de cele mai multe ori la fisuri ale paletelor sau ruperi ale acestora, smulgerea ogivei de pe coroana rotorului, Frunzăverde et al. [44] sau deteriorări ale conului tubului de aspirație, Casanova [28].

Pentru eliminarea vârtejului funie și a efectelor sale asupra centralei hidroelectrice de-a lungul timpului au fost folosite diferite metode:

- admisia de aer, care se poate face prin mai multe puncte: prin ogiva rotorului prevăzute cu canal interior, prin inelul rotorului sau bordul de atac al aparatului director;
- aripioare montate pe peretele conului tubului de aspirație, care pot fi de forme diferite cu lungimi și grosimi variabile;
- caneluri pe peretele conului tubului de aspirație, ce constă în amplasarea unor canale de-a lungul generatoarei conului tubului de aspirație;
- prelungiri ale ogivei în con, care la rândul lor pot fi de diferite diametre și lungimi;
- injecție de jeturi tangențiale la peretele conului tubului de aspirație prin diametre ale jetului și debite care pot varia funcție de debitul de funcționare;
- impulsuri de presiune la ieșirea din cotul tubului de aspirație.

Toate aceste metode utilizate până în momentul de față elimină vârtejul funie și diminuează efectele sale dar fie sunt proiectate să elimine vârtejul funie la un anumit regim de funcționare fie sunt dificil de implementat în centrală sau costisitoare din punct de vedere economic. În acest scop Prof. dr. ing. Romeo Susan-Resiga propune o nouă metodă de control și eliminare a vârtejului funie prin injecția de apă prin coroana rotorului. În prima fază metoda cu injecție de apă a fost brevetată împreună cu General Electric Canada, în prezent Andritz Hydro. S-a dorit prima dată brevetarea și după aceea investigarea ei deoarece s-a considerat că este o metodă care trebuie protejată. Pentru investigarea experimentală în laboratorul de Mașini Hidraulice al Universității Politehnica din Timișoara a fost proiectat și realizat un stand experimental. Acest stand experimental simulează curgerea cu vârtej funie din conul tubului de aspirație al unei turbine hidraulice. Paralel a fost proiectat și realizat un sistem prin care este posibilă injecția de apă.

Activitatea de cercetare științifică din cadrul temei de cercetare a început prin participarea la proiectarea, dezvoltarea și execuția generatorului de curgere cu vârtej și a secțiunii de testare. Generatorul de curgere cu vârtej a fost proiectat să dezvolte o curgere cu vârtej similară curgerii unei turbine reale la 70% din debitul de funcționare. Acest punct de operare corespunde punctului de funcționare unde vârtejul funie este cel mai dezvoltat cu pulsații mari de presiune. Generatorul de vârtej conține două paletaje: unul cu palete fixe, iar celălalt cu palete mobile având adaptări pentru a putea injecta apă la intrarea în secțiunea divergentă. Secțiunea de test convergent-divergentă este profilată interior pentru eliminarea desprinderilor și a fost executată în două versiuni: una pentru măsurarea profilelor de viteză, iar cealaltă pentru măsurarea pulsațiilor de presiune.

Investigarea experimentală de pe standul experimental cuprinde în prima etapă măsurători ale profilelor de viteze efectuate cu Laser Doppler Velocimetry. Secțiunea de test a fost special proiectată pentru o astfel de investigație. Ea conține trei ferestre optice pentru măsurători: una în zona convergentă pentru verificarea profilelor de viteză la ieșirea din rotorul liber, a doua fereastră este poziționată la intrarea în con, iar ultima în zona de ieșire din con. Din analiza profilelor de viteză pe fereastra din secțiunea convergentă și compararea rezultatelor experimentale cu cele rezultate din calculul numeric, am ajuns la concluzia că avem o curgere decelerată specifică funcționării turbinelor Francis la debite parțiale. Pentru fereastra situată la intrare în con, din analiza tuturor rezultatelor pentru viteza meridiană se observă o creștere în zona de mijloc atunci când se injectează apă, ceea ce conduce la eliminarea zonei de deficit de viteză și creșterea vitezei în zona de mijloc. Pe lângă distrugerea zonei de deficit de viteză din mijlocul conului s-a observat o creștere a vitezei inclusiv la perete ceea ce conduce la o mai bună recuperare a energiei. Pentru fereastra de la ieșire din con, profilul de viteză meridian pentru varianta fără jet, zona de stagnare ocupa aproximativ 2/3 din axa de măsură, iar pe măsură ce se injează apă, zona de stagnare începe să fie tot mai mică, urmând ca la debitul optim să avem o zonă fără viteză zero adică fără stagnare sau recirculare. Din analiza spectrelor de frecvență, pentru fereastra de la intrare în con se observă o amplitudine și o frecvență ridicată a pulsațiilor de viteză, iar treptat când se injectează apă ambele încep să scadă până la o valoare la care se plafonează.

Din analiza finală a acestor măsurători rezultă că această metodă de control a curgerii cu rotație înlătură deficitul de viteză din conul secțiunii divergente la un debit optim de control de peste 10% din cel de funcționare, odată cu aceasta scăzând frecvențele și amplitudinile asociate fenomenului de curgere cu rotație.

O altă etapă din partea investigare experimentală a constat în măsurarea pulsațiilor de presiune pe difuzorul conic pentru curgerea cu vârtej dar și pentru noua metodă de control a curgerii. Măsurătorile s-au efectuat cu ajutorul a opt traductori de presiune nestaționari montați pe patru nivele. Fiecare nivel are doi traductori montați în opoziție pentru a înregistra pulsațiile de tip piston sau rotative ce apar de-a lungul conului. După mai multe seturi măsurate s-a ajuns la concluzia că nu avem o repetabilitate a măsurătorilor atât în valoarea presiunii medii cât și în valoarea amplitudinii extrase cu FFT datorită sensibilității traductorilor dar și scăderii constante a presiunii din instalație. Astfel s-a ales soluția măsurării statistice cu 100 de seturi după care se va calcula valoarea cea mai probabilă și abaterea medie pătratică pentru fiecare traductor în parte. Având eliminate problemele legate de instalație și sensibilitate a traductorilor a fost posibil calculul coeficientul de recuperare al presiunii dar și amplitudinea și frecvența pulsațiilor de presiune. Din variația coeficientului de recuperare al presiunii s-a observat că atunci când nu avem injecție de apă avem o recuperare de presiune imediat la intrarea în con,

după care, curentul începe să se desprindă presiunea scăzând foarte mult, conducând la pierderea rolului sau functional, acela de a recupera energie. Odată cu injecția de apă zona de mijloc în care aveau loc desprinderile și aveam scădere de presiune începe să recupereze energie, fapt observat prin creșterea cu peste 200% a coeficientului de recuperare al presiunii.

Din analiza transformatei Fourier ale pulsațiilor de presiune cu teorema lui Parseval s-a ajuns la concluzia că pentru a elimina fluctuațiile de presiune este necesar un debit de injecție mai mare de 11,8%. Fenomenul de scădere al pulsațiilor de presiune nu este unul liniar. La debite mici de injecție amplitudinile cresc pentru zona de mijloc a conului, acolo unde vârtejul funie este mai dezvoltat. Între 5 și 10% debit de injecție amplitudinile pulsațiilor de presiune scad, dar nu considerabil. Între debitele de injecție de 11,3% și 11,8% avem un prag unde amplitudinile scad cu peste 50%. După ce a fost depășit acest prag, chiar dacă se injectează debite mai mari de injecție, amplitudinea pulsațiilor de presiune rămâne constantă. Analizând atât amplitudinile cât și frecvențele pulsațiilor de presiune, dar și coeficientul de recuperare al presiunii rezultat din presiunile medii s-a observat că fenomenele asociate se diminuează semnificativ la o valoare a debitului injectat de peste 11,8% din cel de funcționare. Astfel valorile pulsațiilor de presiune scad cu peste 70%, iar coeficientul de recuperare al presiunii înregistrează o dublare în zona de mijloc a lungimii conului, conducând la creșterea randamentului.

Compararea rezultatelor experimentale cu cele numerice obținute din calculul 2D axial simetric, a dorit evaluarea celor două metode de investigare și validarea simulării 2D axial simetrice cu rezultatele experimentale, ținând cont de simplificarea modelului utilizat. Pentru simularea numerică am impus condițiile de funcționare similare cu cele de pe standul experimental. Astfel debitul principal a fost setat la o valoare de 30 l/s, iar turația rotorului liber a fost setată la 920, la fel ca turația măsurată cu stroboscopul. Ca și model de turbulență a fost ales modelul k-ε realizabil. Între măsurătorile experimentale efectuate pe standul experimental și simularea numerică 2D s-au realizat următoarele comparații:

- compararea profilelor de viteze meridionale și circumferențiale mediate pentru două regimuri de curgere, unul pentru curgerea cu vârtej, iar cealaltă pentru curgerea cu injecție de jet la un debit de 10% al jetului din cel de funcționare;
- compararea coeficientului de recuperare al presiunii la două regimuri: curgere cu vârtej și curgere cu injecție de apă;

Din compararea profilelor de viteze mediate s-a constatat că simularea numerică 2D axial simetrică surprinde foarte bine curgerea decelerată din interiorul conului tubului de aspirație. După validarea profilelor de viteză din zona convergentă, a fost investigată pentru curgerea cu vârtej și pentru curgerea cu injecție de apă pe cele două ferestre din con. Din compararea coeficientului de recuperare al presiunii s-a observat de asemenea că simularea numerică 2D poate surprinde foarte bine fenomenul curgerii decelerate pentru curgerea cu vârtej dar și pentru curgerea cu injecție de apă. Rezultatele experimentale comparate cu cele 2D axial simetrice au arătat că valorile vitezelor medii și cele ale presiunilor sunt asemănătoare în condițiile în care se utilizează aceleași condiții pentru simularea numerică exact ca în investigarea experimentală. Prin urmare un model 2D care are ca și cerințe resurse minime și cu un timp minim de calcul poate surprinde bine curgerea decelerată din conul tubului de aspirație. Acest aspect este important deoarece cu un model 2D se poate prezice ușor comportarea curgerii din difuzorul conic al unei turbine hidraulice.

7. 2. Perspective de continuare a cercetărilor

Continuarea cercetării în curgerea decelerată cu vârtej funie și investigarea noii metode de control a injecției de apă își propune:

- optimizarea metodei de injecție de apă prin injecția apei având o componentă tangențială a jetului sau prin impulsuri de jet;
- investigarea experimentală a metodei cu injecție de apă la mai multe regimuri de funcționare.

Optimizarea acestei metode presupune testarea atât experimentală cât și numerică a injecției de apă cu o componentă tangențială pentru a observa dacă se modifică raportul debit de apă injectat – recuperare de presiune pe con, respectiv amplitudine pulsație de presiune. De asemenea se dorește folosirea de impulsuri de jet de apă. În acest mod este posibil folosirea unui debit mai mic de apă și care poate reduce efectele vârtejului funie ca și în cazul injecției de apă continue.

O componentă importantă a acestei cercetări este faptul că s-a studiat efectul injecției de apă la un singur regim de funcționare. Regimul ales s-a datorat măsurătorilor efectuate în proiectul FLINDT. Corespunzător acestui regim ales efectele datorate vârtejului funie sunt cele mai predominante. De asemenea se dorește investigarea experimentală la mai multe regimuri de funcționare pentru a analiza dacă efectul injecției de apă este similar regimului investigat în această teză.

Pe lângă activitatea de cercetare în cadrul tezei de doctorat am participat în calitate de membru al echipei de cercetare la contractul: Cercetări și experimentări privind îmbunătățirea performanțelor energetice și cavitaționale al turbinelor Francis 57.5 – 128.5 CHE Bradisor, etapa a II-a, nr. 71-113.03/ 05.11.2009, beneficiar S.C. Hidroelectrică S.A. Sucursala Hidrocentrale Râmnicu Vâlcea. În baza parteneriatului dintre S.C. Hidroelectrică S.A. Sucursala Hidrocentrale Ramnicu Valcea și Universitatea Politehnică Timisoara semnat în anul 2005 se realizează investigații pentru retehnologizarea CHE Bradisor de 57,5 MW. Investigațiile efectuate vizează implementarea tehnologiei de injecție de apă pentru eliminarea vârtejului funie. Pe de asupra în baza parteneriatului cu Universitatea din Stuttgart, Germania, s-a participat în decembrie 2009 la realizarea măsurătorilor pe un model de turbină de la CHE Rodmund Austria de 200MW unde este luată în considerare această metodă cu injecție de apă pentru eliminarea pulsațiilor de presiune.

Bibliografie

1. Adrian, R. (2005). Twenty years of particle image velocimetry. *Experiments in Fluids*, 39, 159-169.
2. Alligne, S., Nicolet, C., Allenbach, P., Kawkabani, B., Simond, J.-J., & Avellan, F. (2009). Influence of the Francis turbine location under vortex rope excitation on the Hydraulic System Stability. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2, no.4, 286-294.
3. Alligne, S., Nicolet, C., Ruchonnet, N., Hasmatuchi, V., Maruzewski, P., & Avellan, F. (2009). Numerical simulation of nonlinear self-oscillations of a full load vortex rope. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 325-339). Brno, Czech Republic.
4. Anton, I. (1985). Cavitația I-II. Ed. Acad. R.S.R., București
5. Anton, I. (1979). Turbine Hidraulice. Ed. Facla, Timisoara
6. Anton, L., & Baya, A. (2002). *Mecanica fluidelor, masini hidraulice si actionari*. Timisoara, Romania: Orizonturi Universitare.
7. Arpe, J. (2002). Analyse du champ de pression parietale d'un diffuseur coude de turbine Francis. *PhD Thesis, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Switzerland*.
8. Arpe, J., & Avellan, F. (2002). Pressure wall measurements in the Whole draft tube: steady and unsteady analysis. În F. Avellan, G. Ciocan, & S. Kvicinsky (Ed.), *Proceedings of the XXI IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (pg. 593-602). Lausanne, Switzerland: EPFL/STI/LMH.
9. Arpe, J., Nicolet, C., & Avellan, F. (2009). Experimental evidence of hydroacoustic pressure waves in Francis turbine elbow draft tube for low discharge conditions. *Journal of Fluids Engineering*, 131, 081102 1-9.
10. Avellan, F. (2000). Flow investigation in a Francis draft tube: the FLINDT project. *Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. DES-11). Charlotte, USA.
11. Avellan, F. (2001). Introduction aux turbomachines, notes de cours, LMH-EPFL, Laussane, Switzerland
12. Baya, A., Anton, L., & Stuparu, A. (2009). *Măsurarea și monitorizarea mărimilor hidraulice în timp real*. Timișoara, Romania: Orizonturi Universitare.
13. Baya, A., Bosioc, A., Muntean, S., & Susan-Resiga, R. (2009). Experimental investigation of the vortex rope into a simplified draft tube and its flow control. *Acta Technica Napocensis, Series: Applied Mathematics and Mechanics*, nr. 52, Vol. II, 2009, pp. 243-249.

14. Baya, A., Bosioc, A., Stuparu, A., Muntean, S., Susan-Resiga, R., Milos, T., et al. (2007). Development a new test rig for analysis and control of swirling flows. *3rd International Conference on Energy and Environment*. 69 No 4. Bucharest, Romania: U.P.B. Sci. Bull., Series C.
15. Baya, A., Muntean, S., Câmpian, V. C., Cuzmoș, A., Diaconescu, M. & Bălan, G. (2010). Experimental investigations of the unsteady flow in a Francis turbine draft tube cone, *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012007 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012007
16. Beaulieu, S., Deschenes, C., M., I., & Ciocan, G. (2009). Study of the flow field through the runner of a propeller turbine using stereoscopic PIV. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 165-177). Brno, Czech Republic.
17. Bell, J., & Mehta, R. (1998). *Transformation of a polynomial speed wind tunnels*. NASA CR 177488.
18. Blommaert, G. (2000). Etude du comportement dynamique des turbines Francis: controle actif de leur stabilite de fonctionnement. *Phd Thesis, EPFL, Lausanne*.
19. Blommaert, G., Prenat, J.E., Avellan, F. & Boyer, A. (1999) Active Control of Francis Turbine Operation Stability *3rd ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference*, San Francisco, California, USA
20. Bosioc, A. (2007). Proiectarea si analiza unei instalatii experimentale pentru investigarea curgerilor cu rotație. *Zilele Tehnice Studentești*, (pg. 300-307). Timisoara, Romania.
21. Bosioc, A., Susan-Resiga, R., & Muntean, S. (2008). Design and manufacturing of a convergent-divergent section for swirling flow apparatus. *4th German-Romanian Workshop in Turbomachinery*. Stuttgart, Germany: IHS, University of Stuttgart.
22. Bosioc, A., Susan-Resiga, R., & Muntean, S. (2008). Unsteady pressure measurements in a conical difusser with swirling flow. In A. Georgescu, S. Georgescu, & S. Bernad (Ed.), *Proceedings of the 4th Workshop on Vortex Dopminated Flows. Tom 53(67), Fascicola3, ISSN 1224-6077*, pp. 81-89. Bucharest, Romania: Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Transaction of Mechanics.
23. Bosioc, A., Tanasa, C., Muntean, S., & Susan-Resiga, R. (2009). 2D LDV measurements and comparison with axisymmetric flow analysis of swirling flow in a simplified draft tube. *3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 551-561). Brno, Czech Republic.

24. Bosioc, A., Tanasa, C., Muntean, S., & Susan-Resiga, R. (2009). 2D LDV measurements of swirling flow in a simplified draft tube. *The 14th International Conference on Fluid Flow Technologies*. Budapest, Hungary: CD-ROM.
25. Bosioc, A., Tanasa, C., Muntean, S., & Susan-Resiga, R. (2010). Pressure recovery improvement in a conical diffuser with swirling flow and jet injection. *Submitted at Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Informational Science, Volume 11, Number 3, pp. 245-252, ISSN:1454-9069*.
26. Bosioc, A., Tanasa, C., Muntean, S., & Susan-Resiga, R. (2010). Unsteady pressure measurements and numerical investigation of the jet control method in a conical diffuser with swirling flow. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012017 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012017*. Timisoara, Romania.
27. Brassard, D., & Ferchichi, M. (2005). Transformation of a polynomial for a contraction wall profile. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 127, pp. 183-185.
28. Casanova, F. (2009). Failure analysis of the draft tube connecting bolts of a Francis-type hydroelectric power plant. In *Engineering Failure Analysis* (pp. 2203-2208). Elsevier Ltd.
29. Cassidy, J. (1969). Experimental study and analysis of draft tube surging. *Report No. REC-OCE-69-5, U.S. Bureau of Reclamation*. Denver, Colorado, USA.
30. Cervantes, S., & Videhult, S. (2002). Unsteady pressure measurements at Porjus U9. *Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (p. 6). Lausanne, Switzerland.
31. Chen, C., Christophe, N., Farhat, M., Avellan, F., & Tsujimoto, Y. (2008). One-Dimensional analysis of full load draft tube surge. *Journal of Fluids Engineering*, 130, 041106-1-041106-6.
32. Ciocan, G., & Kueny, J. (1996). Tip clearance flow in turbomachines- experimental flow analyses. *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Ia*, pp. 91-100. Valencia, Spain.
33. Ciocan, G., Iliescu, M., Vu, T., Nennemann, B., & Avellan, F. (2007). Experimental study and numerical simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex. *Journal of Fluids Engineering*, 129, 146-158.
34. Ciocan, G.D., Vu, T.C., Nennemann, B., Demers, E. & Susan Resiga, R. (2007), Brevet nr. (WO/2007/142709) Liquid control jet during part load operation in a hydraulic turbine, Applicants: Andritz Technology and Asset Management GmbH [at/at]; Stattegger Strasse 18, A-8045, Graz (AT)

35. Doerfler, P. (2009). Evaluating 1D models for vortex-induced pulsation in Francis turbines. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 315-325). Brno, Czech Republic.
36. Doerfler, P., Lohmberg, A., Michler, W., & Sick, M. (2003). Investigation of pressure pulsation and runner forces in a single-stage reversible pump-turbine model. *Proceedings of the 11th IAHR International Meeting of the Workgroup on the Behaviour Machinery and Steady Oscillatory Conditions*. Stuttgart, Germany.
37. Doolan, C. (2007). Numerical evaluation of contemporary loy-speed wind tunnel contraction designs. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 129, pp. 1241-1244.
38. Duprat, C., Balarac, G., Metais, O., Tridon, S., Barre, S., Ciocan, G., et al. (2009). Large Eddy Simulation of draft tube flow and validation from experimental measurements. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 123-133). Brno, Czech Republic.
39. Escudier, M. (1987). Confined Vortices in Flow Machinery. *Ann. Rev. Fluid Mech.*, 19, 27-52.
40. Falvey, H. (1971). *Draft tube surges - a review of present knowledge and an ad noted bibliography*. U.S. Bureau of Reclamation.
41. Falvey, H., & Cassidy, J. (1970). Frequency and amplitude of pressure surges generated by swirling flows. *Proceedings of 5th Symposium of International Association for Hydraulic Machinery, Equipments and Cavitation*, (p. Paper E1). Stockholm, Sweden.
42. Fay, A. (2009). Does rotating stall occur in Francis runners causing fluctuations? *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 45-55). Brno, Czech Republic.
43. Francke, H., Finstad, P., & Kjeldsen, M. (2009). Fundamental studies of swirling flows using Pitot measurements. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 99-111). Brno, Czech Republic.
44. Frunzăverde, D., Muntean, S., Mărginean, G., Câmpian, V., Marşavina, L., Terzi, R., & Şerban, V. (2010). Failure analysis of a Francis turbine runner. In *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 12 012115
45. Garg, A., & Leibovich, S. (1979). Spectral characteristics of vortex breakdown flow field. *Phys. Fluids*, 22, 2053-2064.

46. Gouin, P., Deschenes, C., Iliescu, M., & Ciocan, G. (2009). Experimental investigation of draft tube flow of an axial turbine by Laser Doppler Velocimetry. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 111-123). Brno, Czech Republic.
47. Gyllenram, W. (2008). Analytical and numerical studies of internal swirling flows. *Phd thesis, Chalmers University of Technology, Sweden*.
48. Hocevar, M., Sirok, B., & Blagojevic, B. (2000). Prediction of cavitation vortex dynamics in the draft tube of a Francis turbine using radial basis neural networks. *Journal of Neural Computation and Application*, 14, 229-234.
49. IEC 60193 (1999). Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests
50. Iliescu, M. (2009). Analysis of large scale hydrodynamic phenomena in turbine draft tubes. *PhD thesis, Ecole Polytechnique de Lausanne, Switzerland*.
51. Iliescu, M., Ciocan, G., & Avellan, F. (2008). Analysis of the cavitating draft tube vortex in a Francis turbine using Particle Image Velocimetry measurements in two-phase flow. *Journal of Fluids Engineering*, 130, 021105-1-021105-10.
52. Ionescu, G. (1984). *Teoria diferențială a curbelor și suprafețelor cu aplicații tehnice*. Cluj-Napoca, Romania: Dacia Publishing House.
53. Jacob, T. (1993). Evaluation sur modeles reduit et prediction de la stabilite de fonctionnement des turbines Francis. *Phd thesis, Ecole Polytechnique de Lausanne, Switzerland*.
54. Jacob, T., & Prenat, J. (1996). Francis turbine surge: discussion and data base. *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, 2, pp. 855-865. Valencia, Spain.
55. Jost, D., & Lipej, A. (2009). Numerical prediction of the vortex rope in draft tube. Brno, Czech Republic: Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems.
56. Keller, J., Egli, W., & Althaus, R. (1988). Vortex breakdown as a fundamental element of vortex dynamics. *Journal of Applied Mathematics and Physics (ZAMP)*, 39, 404-440.
57. Kikuyama, K., Hasegawa, Y., Augusto, G., Nishibori, K., & Nakamura, S. (1996). The swirling inlet flow effects on the pressure recovery of a low head water turbine draft tube. *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, 2, pp. 875-885. Valencia, Spain.
58. Kirschner, O., & Ruprecht, A. (2007). Vortex rope measurement in a simplified draft tube. *2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic machinery and Systems. Tom52 (66), Fascicola 6*, pp. 185-197. Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics.

59. Kirschner, O., Grupp, J., & Schmidt, H. (2008). Experimental investigation of vortex control in a straight draft tube model. *4th German-Romanian Workshop of Vortex Dynamics in Hydraulic Machinery*. Stuttgart, Germany.
60. Kirschner, O., Ruprecht, A., & Gode, E. (2009). Experimental investigation of pressure pulsation in a simplified draft tube. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 55-65). Brno, Czech Republic.
61. Kirschner, O., Schmidt, H., Ruprecht, A., Mader, R., & Meusburger, P. (2010). Experimental investigation of vortex control with an axial jet in the draft tube of a model pump-turbine. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Timisoara, Romania.
62. Kjeldsen, M., Olsen, K., Nielsen, T., & Dahlhaug, O. (2006). Water injection for the mitigation of draft tube pressure pulsations. *International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (p. 11). Barcelona, Spain.
63. Kobro, E., Gamboa, A., Bloch, R., & Nielsen, T. (2009). Onboard pressure measurements in high head Francis prototype runners. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 349-363). Brno, Czech Republic.
64. Kuibin, P. A., Okulov, V. L., Susan Resiga, R. & Muntean, S. (2010). Validation of mathematical models for predicting the swirling flow and the vortex rope in a Francis turbine operated at partial discharge, *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012051 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012051
65. Kurokasa, M., Kikuchi, M., Hirano, K., Yuge, T., & Inuoe, H. (2003). Interchangeability of vortex-breakdown types. *Experiments in Fluids*, 34, 77-86.
66. Kurokawa, J., Kajigaya, A., Matusi, J., & Imamura, H. (2000). Suppression of the swirl in a conical diffuser by use of J-Groove. *Proceedings of 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. DY-01). Charlotte, North Carolina, U.S.A.
67. Lais, S., Liang, Q., Henggeler, U., Weiss, T., Escaler, X., & Equisquiza, E. (2009). Dynamic Analysis of Francis Runners - Experiment and numerical simulation. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2, no.4, 303-313.
68. Lipej, A., Lost, D., Meznar, P., & Djelic, V. (2009). Numerical prediction of pressure pulsation amplitude for different operating regimes of Francis turbine draft tubes. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2, no.4, 375-382.
69. Liu, S., Zhang, L., Nishi, M., & Wu, Y. (2009). Cavitating turbulent flow simulation in a Francis turbine based on mixture model. *Journal of Fluids Engineering*, 131, 051302 1-8.

70. Lowys, P., (2002). Onboard measurements of pressure and strain fluctuations in a model of low head Francis turbine - Part 2
Paquet, F., measurements and preliminary analysis results. In F. Couston, M., Farhat, M., Avellan, G. Ciocan, & S. Kvicinsky (Ed.), *Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (pp. 873-880). Lausanne, Switzerland: EPFL/STI/LMH.
71. Mandel, L. (1964). *The statistical analysis of experimental data*. New York, U.S.A.: Dover Publications, Inc.
72. Mauri, S. (2002). Numerical simulation and flow analysis of an elbow diffuser. *Phd thesis*, Ecole Polytechnique de Lausanne, Switzerland
73. Mauri, S., (2004). Werle-Legendre separation in a hydraulic machine draft tube. *Journal of Fluids Engineering*, 126, pp. 976-980.
74. Kueny, J.L. & Avellan, F. (2002). Flow simulation in an elbow diffuser verification and validation. *Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland.
75. McLeon, N. (2008). Electricity generation in 2007: all wind, powered generation combined. Data from Gnash Electricity
76. Miyagawa, K., (2006). Flow instability with auxiliary parts in high head pump - turbines *23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, p. F307 Yokohama, Japan
- Sano, T., Kunimatsu, N., Aki, T. & Nishi, M.
77. Muntean, S. (2008). *Analiza numerica a curgerii in turbinele hidraulice Francis*. Timisoara, Romania: Orizonturi Universitare.
78. Muntean, S., (2010). 3D numerical analysis of the unsteady turbulent swirling flow in a conical diffuser using Fluent and OpenFOAM. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Timisoara, Romania.
- Bosioc, A., Nilsson, H., & Susan-Resiga, R.
79. Muntean, S., (2009). 3D numerical analysis of the unsteady turbulent swirling flow in a conical diffuser using Fluent and Openfoam. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 155-165). Brno, Czech Republic.
80. Nilsson, H., & Susan-Resiga, R. (2008). Pressure measurements in a conical diffuser with swirling flow and axial jet control *4th German-Romanian Workshop in Turbomachinery*. Stuttgart, Germany: IHS, University of Stuttgart.
81. Muntean, S., (2009). 3D numerical simulation of unsteady pressure fluctuations in a swirling flow without and with axial water jet control. *The 14th International Conference on Fluid Flow Technologies*. Budapest, Hungary: CD-ROM.
- R., & Bosioc, A.

82. Muntean, S., Susan-Resiga, R., & Bosioc, A. (2009). Numerical investigation of the jet control method for swirling flow with precessing vortex rope. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 65-75). Brno, Czech Republic.
83. Muntean, S., Susan-Resiga, R., Bosioc, A., & Bernad, S. (2007). Water jet control technique for swirling flows in Francis turbines diffuser. *3rd International Conference on Energy and Environment*. 69, No 4. Bucharest, Romania: U.P.B. Sci. Bull., Series C.
84. Muntean, S., Susan-Resiga, R., Bosioc, A., Cîmpian, C., Nedelcu, D., Safta, C., et al. (2009). Vortex Flows in Turbomachines. In R. Susan-Resiga, S. Bernad, & S. Muntean, *Vortex Dominated Flows* (pp. 203-233). Timisoara, Romania: Eurostampa.
85. Muntean, S., Susan-Resiga, R., Bosioc, A., Stuparu, A., & Anton, L. (2008). Mitigation of pressure fluctuation in a conical diffuser with precessing vortex rope using axial jet control method. *The 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. CD-ROM. ISBN: 978-85-60858-13-1). Foz do Iguassu, Brasil.
86. Nakamura, K. & Kurosawa, S. (2006). Design optimisation of a Francis turbine draft tube by using multi objective genetic algorithm. *23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, p. F298, Yokohama, Japan
87. Nicolet, C. (2007). Hydroacoustic modelling and numerical simulation of unsteady operation of hydroelectric systems. *PhD. Thesis, EPFL, Lausanne, Switzerland*.
88. Nilsson, H. (1999). *A numerical investigation of the turbulent flow in a Kaplan water turbine runner, Phd Thesis*. Goteborg, Sweden: Chalmers University of Technology.
89. Nishi, M., Matsunaga, S., Okamoto, M., & Takatsu, K. (1990). Wall pressure measurements as a diagnosis of draft tube surge. *Proceedings of the 15th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Belgrade, Serbia.
90. Nishi, M., Matsunaga, S., Okamoto, M., Uno, M., & Nishitani, K. (1988). Measurement of three-dimensional periodic flow on a conical draft tube at surging condition. *Flows in Non-Rotating Turbomachinery Components, FED*, 69, 81-88.
91. Nishi, M., Shigenori, M., Takashi, K., & Yosutashi, S. (1980). Flow regimes in an elbow-draft tube. *IAHR Symposium, Operating Problems of Pump Stations and Power Plants*.
92. Nishi, M., Wang, X., Yoshida, K., Takahashi, T., & Tsukamoto, T. (1996). An experimental study of fins. Their role in control of the draft tube surging. *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, 2, pp. 895-905. Valencia, Spain.

93. Nishi, M., Yoshida, K., & Morimitsu, K. (1998). Control of separation in a conical diffuser by vortex generators jets. *JSME International Journal, Series B*, 41, 233-238.
94. Nishi, M., Yoshida, K., Ma, Z., & Fujii, M. (2000). Alleviation of the pressure surge observed in an elbow draft tube by installation of fin. *Proceedings of the 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Charlotte, USA.
95. Ojima, A. & Kamemoto, K. (2010). Vortex method simulation of 3D and unsteady vortices in a swirling flow apparatus experimented in Politehnica University of Timisoara, 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012065 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012065
96. Palde, U. (1972). *Influence of draft tube shape on surging characteristics of reaction turbines*. Denver, Colorado, USA: U.S. Bureau of Reclamation.
97. Pappilon, B., Sabourin, M., Couston, M., & Deschenes, C. (2002). Methods for air admission in hydro turbines. *Proceedings of the XXist IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 1-6). Lausanne, Switzerland.
98. Pedrizzetti, G., & Angelico, G (1996). Model for vortex rope dynamics in Francis turbine outlet. *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, 2, pp. 905-915. Valencia, Spain.
99. Petit, O., Bosioc, A., Nilsson, H., Muntean, S., & Susan-Resiga, R. (2010). A swirl generator case study for OpenFOAM. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Timisoara, Romania IOP Publishing IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 (2010) 012056 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012056
100. Qian, Z., Yang, J., & Huai, W. (2007). Numerical simulation and analysis of pressure pulsation in Francis turbine with air admission. *Journal of Hydrodynamics*, 19, no. 4, 467-472.
101. Qinghua, S. (1996). Experimental investigation of frequency characteristics of draft tube pressure pulsations for Francis turbines. *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, 2, pp. 925-935. Valencia, Spain.
102. Riley, K., Hobson, M., & Bence, S. (1997). *Mathematical methods for physics and engineering*. Cambridge University Press.
103. Ruprecht, A., Helmrich, T., Aschenbrenner, T., & Acherer, A. (2002). Simulation of vortex rope in a turbine draft tube. In F. Avellan, G. Ciocan, & S. Kvicinsky (Ed.), *Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (pp. 257-264). Lausanne, Switzerland: EPFL/STI/LMH.
104. Rus, T., Sirok, B., Hocesvar, M., & Novak, M. (2000). Simultaneous analysis of structural and pressure pulsations of cavitated vortex core in a Francis turbine. *Proceedings of the 4th International Conference on Hydro-Science and Engineering*, (pp. 231-238). Seoul, Korea.

105. Shapiro, A. (1969). *Film notes for Vorticity*. Cambridge, Massachusetts, USA.: National Committee for Fluid Mechanics Films, Education Development Centre, Inc.
106. Sick, M., Doerfler, P., Sallaberger, M., Lohmberg, A., & Casey, M. (2002). CFD simulation of the draft tube vortex. In F. Avellan, G. Ciocan, & S. Kvicinsky (Ed.), *Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (pp. 249-256). Lausanne, Switzerland: EPFL/STI/LMH.
107. Stein, P. (2007). Numerical simulation and investigation of draft tube vortex flow. *PhD thesis, Coventry University in collaboration with Andritz- Va Tech Hydro*.
108. Stein, P., Sick, M., Doerfler, P., White, P., & Braune, A. (2006). Numerical simulation of the cavitating draft tube vortex in a Francis turbine. *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (p. 228). Yokohama, Japan.
109. Susan-Resiga, R., Muntean, S., Tănasă, C., & Bosioc, A.I. (2008). Hydrodynamic Design and Analysis of a Swirling Flow Generator *4th German-Romanian Workshop in Turbomachinery*. Stuttgart, Germany: IHS, University of Stuttgart.
110. Susan-Resiga, R., & Muntean, S. (2008). Decelerated swirling flow control in the discharge cone of Francis turbines. *The 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering* (pp. 89-96). Beijing, China: Springer.
111. Susan-Resiga, R., Ciocan, G., Anton, I., & Avellan, F. (2006). Analysis of the swirling flow downstream a Francis runner. *Journal of Fluids Engineering*, 128, 177-189.
112. Susan-Resiga, R., Ciocan, G., Muntean, S., Anton, I., & Avellan, F. (2006). Numerical simulation and analysis of Swirling flow in the draft tube of a Francis turbine. *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Yokohama, Japan.
113. Susan-Resiga, R., Muntean, S., Bosioc, A., Stuparu, A., Milos, T., Baya, A., et al. (2007). Swirling flow apparatus and test rig for flow control in hydraulic turbines discharge cone. *Proceedings of 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. Tom 52(66), Fascicola 6*, pp. 203-207. Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Transactions on Mechanics.
114. Susan Resiga, R., Muntean, S., Hasmatuchi, V., Anton, I. & Avellan, F. (2010). Analysis and prevention of vortex breakdown in the simplified discharge cone of a Francis turbine, *Journal of Fluids Engineering*, 132, p. 051102
115. Susan-Resiga, R., Muntean, S., Stein, P., & Avellan, F. (2009). Axisymmetric Swirling flow simulation of draft tube of Francis turbines at partial discharge. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2, no.4, 295-302.

116. Susan-Resiga, R., Muntean, S., Tanasa, C., & Bosioc, A. (2009). Three-dimensional versus two-dimensional axisymmetric analysis for decelerated swirling flows. *The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies*. Budapest, Hungary.
117. Susan-Resiga, R., Vu, T., Muntean, S., Ciocan, G., & Nennemann, B. (2006). Jet control of the draft tube vortex rope in Francis turbines at partial discharge. *Proceedings of the 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (p. pp. 192). Yokohama, Japan.
118. Tanasa, C., Susan-Resiga, R., Bosioc, A., & Muntean, S. (2010). Design, Numerical Analysis and Practical Implementation of a Flow-Feedback System for Conical Diffuser with Swirling Flow. *Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, Transaction on Mechanics, ISSN 1224-6077*, pp. 1-6.
119. Tanasa, C., Susan-Resiga, R., Bosioc, A., & Muntean, S. (2010). Mitigation of pressure fluctuations in the discharge cone of hydraulic turbines using flow-feedback. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Timisoara, Romania.
120. Thihe, R. (1981). Practical solutions for draft tube instability. *33, No. 2*, 31-37. *Water Power and Dam Construction*.
121. Tridon, S., Barre, S., Ciocan, G., & Tomas, L. (2009). Experimental description of swirling flow downstream of Francis turbine runner and initialization of numerical simulations. *Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems*, (pp. 111-123). Brno, Czech Republic.
122. Vevke, T. (2004). An experimental investigation of draft tube flow. *Phd thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norway*.
123. Vevke, T., & Skare, P. (2002). Velocity and pressure measurements in the draft tube on a model Francis pump turbine. *Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (p. 9). Lausanne, Switzerland.
124. Vu, T., & Retieb, S. (2002). Accuracy assessment of current CFD tools to predict hydraulic turbine efficiency hill chart. *Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Lausanne, Switzerland.
125. Vu, T., Nennemann, B., Ciocan, G., & Iliescu, M. (2004). Experimental study and unsteady simulation of the FLINDT draft tube rotating vortex rope. *Proceedings of the Hydro 2004 Conference*, (pp. FE-05-1175). Porto, Portugal.
126. Vu, T. C., Nennemann, B., Demers, E., Susan-Resiga, R., & Ciocan, G. D. (2006). Control jet for hydraulic turbine, Brevet nr. CA 2549749, Applicants General Electric Company.
127. Wahl, T., Skinner, M., & Falvey, T. (1991). *The twin vortex draft tube surge*. Water Power, Denver, CO.

-
128. Wang, F.-J., Li, X., Ma, J., Yang, M., & Zhu, Y. (2009). Experimental investigation of characteristic frequency in unsteady hydraulic behaviour of a large hydraulic turbine. *Journal of Hydrodynamics*, 21, no.1, 12-19.
129. Wang, X., & Nishi, M. (1996). Swirling flow with helical vortex core in a draft tube predicted by a vortex method. *Proceedings of the XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, 2, pp. 965-975. Valencia, Spain.
130. Wang, Z., & Zhou, L. (2002). Experimental study on pressure surge in draft tube. In F. Avellan, G. Ciocan, & S. Kvicinsky (Ed.), *Proceedings of the 21st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (pp. 612-617). Lausanne, Switzerland: EPFL/STI/LMH.
131. Wang, Z., & Zhou, L. (2006). Simulation and measurements of pressure oscillations caused by vortex ropes. *Journal of Fluids Engineering*, 128, 649-655.
132. Zhang, R., Cai, Q., Wu, J., Liu, S., & Zhang, J. (2005). The physical origin of severe low-frequency pressure fluctuations in giant Francis turbines. *Modern Physical Letter B*, Vol 19, No. 28-29, 99-102.
133. Zhang, R., Wu, J., Chen, S., & Wu, Z. (2009). Characteristics and control of the draft tube flow in part-load Francis turbines. *Journal of Fluids Engineering*, 131, Issue 1, No 021101.
134. Zobeiri, A. (2009). Investigations of time dependent flow phenomena in a turbine and a pump-turbine of Francis type: rotor-stator interactions and precessing vortex rope. *PhD thesis, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Switzerland*.
135. *** (2002). BSA Flow Software, Dantec Dynamics
136. *** (2001). Fluent 6. Guide
137. *** (2001). Gambit 2. Guide

Curriculum vitae



Informații personale

Nume / Prenume
Adresă
Telefon
Fax
E-mail

BOSIOC, Ilie Alin
37, Cornea, 327105, Jud. Caras-Severin
+40 256403698
+40 256403698
alin@mh.mec.upt.ro

Naționalitate

Română

Data nașterii

08.06.1983

Sex

Masculin

Experiența profesională

Perioada
Funcția sau postul ocupat
Activități și responsabilități principale
Numele și adresa angajatorului
Tipul activității sau sectorul de activitate

2007-prezent
Doctorand cu frecvență
Activitate de cercetare in domeniul masinilor hidraulice prin simulare numerică și măsurări experimentale pe stand experimental.
Universitatea „Politehnica” Timișoara, Piața Victoriei, nr. 2, Timișoara, România
Învățământ superior

Educație și formare

Perioada
Calificarea / diploma obținută
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite

2002-2007
Diplomă de Inginer
Pompe și stații de pompare, Turbine hidraulice, Centrale hidroelectrice, Acționări hidraulice și pneumatice / Competențe specifice sectorului de cercetare-dezvoltare în domeniul Mașinilor și sistemelor hidraulice și pneumatice

Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Mecanică, specializarea Mașini și Sisteme Hidraulice și Pneumatice
Perioada	1998-2002
Calificarea / diploma obținută	Diplomă de Bacalaureat
Disciplinele principale studiate / competențe profesionale dobândite	Științe exacte și umaniste / Cunoștințe teoretice fundamentale cu accent pe științele exacte și electronica
Numele și tipul instituției de învățământ / furnizorului de formare	Grup Scolar industrial Transporturi Cai Ferate, Timisoara
Aptitudini și competențe personale	
Limba maternă	Română
Limbi străine cunoscute	Engleză, Franceză
Competențe și aptitudini	Competențe în managementul proiectelor naționale și internaționale de cercetare, dovedite prin numeroasele proiecte la care am luat parte în calitate de membru al echipei de cercetare, precum și competențe în organizarea conferințelor naționale și internaționale: <ul style="list-style-type: none"> • Contracte de cercetare internaționale – 1 • Granturi de cercetare – 2 • Contracte de cercetare pentru industrie – 4 • Lucrări științifice publicate : 22 • Organizare conferințe – 2
Competențe și aptitudini tehnice	Mecanica fluidelor si masini hidraulice, Metode moderne de investigare experimentală, Simularea numerică a curgerii în mașinile hidraulice
Competențe și aptitudini de utilizare a calculatorului	Sisteme de operare: Windows Pachete științifice: FLUENT 6.3, Gambit, Catia, AutoCAD, MathCAD
Alte competențe și aptitudini	Pachete PC uzuale: MS-Office, Adobe Photoshop Curs de pedagogie pentru desfășurarea de activități didactice

**Informații
suplimentare**

Burse de studiu obținute:

- bursă de doctorand cu frecvență obținută de la Universitatea Politehnica din Timișoara, 2007-2011.
- grant de bursă doctorală, obținută de la Consiliul Național al Cercetării Științifice din Învățământul Superior, număr de identificate 37, 2007- 2010

**Lista contractelor
de cercetare**

Contracte de cercetare internaționale

1. Contract nr. IB7320-110942, 2006-2008 „Joint Research Project” Parteneri Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Elvetia.

Granturi de cercetare

1. Proiect CEEEX-M1-C2-1185,C64/2006-2008, „Integrarea tehnologiilor magneto-reologice speciale și al controlului avansat al curgerilor în aplicații industriale - iSMART- flow”, Director de proiect: Dr. ing. Sebastian Muntean CS1,

2. Proiect CNCSIS IDEI PCE 799/2008-2011, „ O nouă metodă de control a curgerii decelerate cu vârtej prin injecție de apă și Feedback hidrodinamic” Director de proiect Dr. ing. Sebastian Muntean CS1.

Contracte de cercetare pentru industrie

1. Contract de cercetare UPT BC 738/03.09.2007, „Studiul privind comportarea în exploatare a echipamentelor hidroenergetice”, beneficiar: S.C. Hidroelectrică S.A. Sucursala Hidrocentrale Râmnicu-Vâlcea, Director de proiect: Prof. dr. ing. Liviu Eugen Anton,

2. Contract de cercetare extrabugetară PN II 1047, nr. 59/2007, “Cercetări teoretice și experimentale pentru realizarea unui model de turbină francis în domeniul turației specifice $n_s=350-400$ destinat valorificării eficiente a potențialului hidroenergetic din diferite amenajări cu aplicație la CHE Cindere-Ctemf”, Director de proiect: Dr. ing. Sebastian Muntean CS1,

3. Contract de cercetare nr.147/15.10.2008, UPT : 17276/13.12.2006, " Numerical Simulation of the Pump Hydrodynamics with Heat Transfer ", Beneficiar S.C. Zoppas Industries S.R.L. Director de proiect Prof. Dr. ing. Romeo Susan-Resiga,

4. Contract de cercetare nr.151/23.10.2008, „Cercetari si experimentari privind cresterea performantelor turbinelor Francis 57.5-128.5 CHE Bradisor” Beneficiar S.C. Hidroelectrică S.A. Sucursala Ramnicu Valcea, Director de proiect Prof. Dr. Ing. Baya Alexandru.

Alin Ilie, BOSIOC

Lista de Lucrări Elaborate în Cadrul Programului de Cercetare a Tezei de Doctorat

Articole publicate în reviste de specialitate cotate ISI sau indexate în BDI (Baze de Date Internaționale) recunoscute în domeniu:

1. Tanasa C., Bosioc A.I., Susan-Resiga R. and Muntean S., Flow-Feedback for Pressure Fluctuation Mitigation and Pressure Recovery Improvement in a Conical Diffuser with Swirl, International Journal of Fluid Machinery and Systems, DOI: 10.5293/IJFMS.2011.4.1.047, Vol. 4, No. 1, ISSN (Online): 1882-9554, 2011.
2. Bosioc A.I., Tanasa C., Muntean S. and Susan-Resiga R., Pressure recovery improvement in a conical diffuser with swirling flow using water jet injection, Publishing House of the Romanian Academy, Proceedings of the Romanian Academy, Series A: Mathematics, Physics, Technical Sciences, Informational Science, Volume 11, Number 3, pp. 245-252, ISSN:1454-9069, 2010.
3. Bosioc A.I., Tanasa C., Muntean S. and Susan-Resiga R., Unsteady pressure measurements and numerical investigation of the jet control method in a conical diffuser with swirling flow, in 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania (IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012017 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012017), 2010.
4. Tănasă C., Susan-Resiga R., Bosioc A. I. and Muntean S., Mitigation of pressure fluctuations in the discharge cone of hydraulic turbines using flow-feedback in 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania (IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012067 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012067), 2010.
5. Petit O., Bosioc A. I., H. Nilsson, S. Muntean and R. Susan-Resiga, A Swirl Generator Case Study for OpenFoam in 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania (IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 12 012056 doi:10.1088/1755-1315/12/1/012056), 2010.
6. Baya A., Bosioc A.I., Muntean S., Susan-Resiga R., Experimental investigation of the vortex rope into a simplified draft tube and its flow control, in Acta Technica Napocensis of the Technical University of Cluj-Napoca, Series: Applied Mathematics and Mechanics, cod CNCSIS 118, ISSN 1221-5872, Vol. II. No. 52, pp. 249-259, 2009.
7. Baya A. , Bosioc A.I. , Stuparu A. , Muntean S. , Susan-Resiga R. , Milos T. , Anton L.E. , Development A New Test Rig For Analysis And Control Of Swirling Flows, in Scientific Buletin of University Politehnica of Bucharest, Series C: Electrical Engineering, cod CNCSIS 101, ISSN 1454-234x, Vol. 69, No. 4, pp. 673-680, 2007.
8. Muntean S., Susan-Resiga S., Bosioc A.I., Bernad S., Anton I., Water Jet Control Tehnique For Swirling Flows In Francis Turbines Diffuser, in Scientific Buletin of University Politehnica of Bucharest, Series C: Electrical Engineering, cod CNCSIS 101, ISSN 1454-234x, Vol. 69, No. 4, 2007, pp. 665-673, 2007.

Articole publicate în reviste de specialitate de categoria B și C recunoscute CNCISIS:

1. Tanasa C., Bosioc A.I., Susan-Resiga R. and Muntean S., Design, numerical analysis and practical implementation of a Flow-Feedback system for conical diffuser with swirling flow, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, cod CNCISIS 301, ISSN 1224-6077, Tom 55 (69), Facicola 3, Iss. 2, pp. 1-7, 2010.
2. Bosioc, A.I., Susan-Resiga, R., Muntean, S., Unsteady Pressure Measurements în Conical Diffuser with Swirling Flow, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara, cod CNCISIS 301, ISSN 1224-6077, Tom 53 (67), Facicola 3, pp. 81-89, 2008.
3. Susan-Resiga R. , Muntean S. , Bosioc A.I. , Stuparu A. , Milos T. , Baya A. , Bernad S. , Anton L.E., Swirling Flow Apparatus And Test Rig For Flow Control In Hydraulic Turbines Discharge Cone, 2nd Iahr International Meeting Of The Workgroup On Cavitation And Dynamic Problems In Hydraulic Machinery And Systems, Timisoara, Romania, Octombrie 2007, Scientific Buletin of the Politehnica University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52(66), Fascicola 6, ISSN 1224-6077, pp. 203-217, 2007.

Articole publicate în volumele unor conferințe științifice internaționale recunoscute în domeniu:

1. Bosioc A.I., Tanasa C., Muntean S., Susan-Resiga R., 2D LDV Measurements and Comparison with Axisymmetric Flow Analysis of Swirling Flow in a Simplified Draft Tube, in Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, October 14-16, ISBN 978-80-214-3947-4, Vol. II, Paper P6, pp. 551 – 560, 2009.
2. Muntean S., Susan-Resiga R., Bosioc A.I., Numerical Investigation of the Jet Control Method for Swirling Flow with Precessing Vortex Rope, in Proceedings of the 3rd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems, Brno, Czech Republic, October 14-16, ISBN 978-80-214-3947-4, Vol. I, Paper B2 pp. 65 – 74, 2009.
3. Susan-Resiga R., Muntean S., Tanasa C., Bosioc A.I., Three-Dimensional versus Two-Dimensional Axi-symmetric Analysis for Decelerated Swirling Flows, in Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'09), September 9-12, Budapest, Hungary, Vol. II, pp. 862 – 869, 2009.
4. Muntean S., Susan-Resiga R., Bosioc A.I., 3D Numerical Analysis of Unsteady Pressure Fluctuations in a Swirling Flow without and with Axial Water Jet Control, in Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'09), September 9-12, Budapest, Hungary, Vol. II, pp. 510 – 517, 2009.
5. Bosioc A.I., Tanasa C., Muntean S., Susan-Resiga R., 2D LDV Measurements of Swirling Flow in a Simplified Draft Tube, in Proceedings of the Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'09), September 9-12, Budapest, Hungary, Vol. II, pp. 833 – 838, 2009.
6. Muntean, S., Susan-Resiga, R., Bosioc, A.I., Stuparu, A., Baya, A., Anton, L., Mitigation of Pressure Fluctuations în a Conical Diffuser with Precessing Vortex Rope Using Axial Jet Control Method, 24th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Foz do Iguassu, Brazilia, Octombrie, CD-ROM, ISBN: 978-85-60858-13-1, 2008.

Capitole în monografii de specialitate publicate în edituri recunoscute în domeniu:

1. Muntean, S., Susan-Resiga, S., Bosioc, A.I., Câmpian, C.V., Nedelcu, D., Safta, C., Djeska-Stoia, M., Vortex Flows in Turbomachines, Capitolul 5, pp. 203-239, Vortex Dominated Flows, Ed. Eurostampa, cod CNCIS 184, ISBN 978-973-687-659-2, Timișoara, pp. 429, 2007.