UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

Cu titlu de manuscris CZU: 621.671

PETCO ANDREI

MAJORAREA ENERGOEFICIENȚEI POMPELOR CENTRIFUGE PRIN MODELAREA MATEMATICĂ ȘI CALCULUL NUMERIC AL CURGERII FLUIDULUI

242.01. TEORIA MAȘINILOR, MECATRONICĂ Teză de doctor în științe inginerești

Conducător științific:

Comisia de îndrumare:

DULGHERU Valeriu, prof. univ., dr. hab.TOCA Alexei, conf. univ., dr.BODNARIUC Ion, conf. univ., dr.

BOSTAN Viorel prof. univ., dr. hab. în tehnică,

PETCO Andrei

Autorul:

CHIŞINĂU, 2024

© Petco Andrei, 2024

$\mathbf{\alpha}$	•
Cur	rins

ADNOTARE	5
LISTA ABREVIERILOR	8
INTRODUCERE	
1.1.1. Evoluția industriei de producere a pompelor în Republica Moldova	16
1.1.2. Producerea pompelor de către industria constructoare de mașini în Republica	Moldova
1.2 Dinestille de medeminene e normalen and dues în DM	l7 10
1.2.1 Objective de modernizare	19
1.2.2. Deserieres construction normalier contribute	19
1.2.2. Descherea construcțier pompetor centrifuge	19 20
1.2.5. Finicipiul de funcționare a pomper centifuge	20 trifuga 21
1.3.1 Metode empirice de modelare	unuge.21
1.3.2 Metode de calcul bidimensional si quasi-tridimensional	21
1.3.3 Metodele de calcul bazate pe simulările CED și metode de ontimizare	21
1.4 Concluzii la capitolul 1	22 29
2. PREZENTAREA METODELOR ANALITICE DE CALCUL AL ORGANELO	DR DE
LUCRU ALE POMPELOR CENTRIFUGE	
2.1. Considerente teoretice privind pompele rotodinamice	31
2.1.1. Clasificarea pompelor rotodinamice	31
2.1.2. Particularitățile construcției rotoarelor pompelor centrifuge	31
2.2. Ecuațiile fundamentale ale pompelor centrifuge	34
2.2.1. Cinematica particulei de lichid în canalul rotorului pompei centrifuge	34
2.2.2. Ecuația fundamentală a pompelor centrifuge	
2.2.3. Influența unghiurilor paletei rotorului pompei centrifuge asupra sarcinii de pe	ompare 37
2.3. Similitudinea pompelor centrifuge	37
2.3.1 Similitudinea geometrică	
2.3.2. Similitudinea cinematică	
2.3.3. Aplicarea relațiilor de proporționalitate	
2.4. Rapiditatea pompelor centrifuge	40
2.4.1. Influența rapidității pompelor centrifuge asupra geometriei rotorului	40
2.4.2. Clasificarea pompelor centrifuge după parametrul de rapiditate	40
2.5. Determinarea parametrilor principali ai pompei centrifuge	41
2.5.1. Măsurarea debitului pompei	41
2.5.2. Măsurarea sarcinii de pompare	42

2.5.3. Determinarea turației pompei	45
2.5.4. Determinarea puterii pompei	45
2.5.5. Stabilirea randamentului pompei	45
2.5.6. Calculul înălțimii de aspirație a pompei centrifuge	48
2.5.7. Stabilirea rezervei de cavitație (NPSHr)	50
2.6. Reprezentarea curbelor caracteristice ale pompelor centrifuge	51
2.7. Calculul dimensiunilor principale pentru pompele centrifuge	51
2.8. Profilarea geometriei palelor pompei centrifuge	54
2.8.1. Construcția paletei rotorului pompei centrifuge printr-un arc de cerc	55
2.8.2. Construirea paletei pompei centrifuge prin puncte	55
2.9. Concluzii la capitolul 2	58
3. ARGUMENTAREA METODELOR NUMERICE DE CALCUL ALE ORGA DE LUCRU ALE POMPELOR CENTRIFUGE	NELOR 59
3.1. Selectarea mediului software pentru realizarea procesului de optimizare	59
3.2. Selectarea modelului de parametrizare a geometriei organelor de lucru ale pomp centrifuge	pei 60
3.2.1. Studiul modelelor de parametrizare a rotoarelor pompelor centrifuge	60
3.2.2. Realizarea modelului de parametrizare în cadrul ANSYS SpaceClaim	61
3.2.3. Realizarea modelului de parametrizare în cadrul ANSYS DesignModeler	62
3.3. Selectarea metodelor de discretizare a modelului geometric	64
3.3.1 Discretizarea în baza rețelei nestructurate	65
3.3.2. Identificarea parametrilor optimali ai rețelei de discretizare nestructurate	67
3.3.3 Modelului de discretizare în baza rețelei structurate	70
3.4. Modelarea curgerii fluidului în organele de lucru ale pompei centrifuge	73
3.4.1. Modelul matematic al curgerii fluidului	74
3.4.2. Alegerea modelului de turbulență	77
3.4.3. Modelarea procesului de cavitație	85
3.5. Alegerea algoritmului de optimizare	91
3.5.1. Aplicarea modulului ANSYS DesignXplorer	92
3.5.2. Aplicarea modulului ANSYS optiSLang	92
3.6. Concluzii la capitolul 3:	93
4. OPTIMIZAREA CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALĂ A ORGANELOR DE L ALE POMPEI CENTRIFIICE	UCRU 95
4.1. Optimizarea rotorului pompei centrifuge model CH 6.3/20-1.1-2.	
4.1.1. Parametrizarea si crearea modelului geometric	
4.1.2. Discretizarea modelului geometric	
4.1.3. Stabilirea conditiiloe initiale si la limită	
4.1.4. Etapa de procesare și post-procesare	
1 1 7 1	

4.1.5. Setarea procesului de optimizare	100
4.1.6. Analiza rezultatelor geometriei optimizate	104
4.1.7. Optimizarea rotorului (în întregime) a pompei centrifuge model CH 6,3/20-1	,1-2106
4.1.8. Rezultatele optimizării rotorului	110
4.2. Crearea și optimizarea rotorului pompei centrifuge pentru apă uzată	111
4.2.1. Cercetarea căilor de obținere a modelului geometric al pompei centrifuge pe uzată	ntru apă 112
4.2.2. Elaborarea modelului geometric	114
4.2.3. Discretizarea modelului geometric	116
4.2.4. Stabilirea condițiilor inițiale și la limită	117
4.2.5. Etapa de procesare și post-procesare	117
4.2.6. Setarea procesului de optimizare	119
4.2.7. Analiza rezultatelor obținute	120
4.3. Crearea și optimizarea rotorului impulsor al pompei centrifuge de tip CMP	122
4.3.1. Descrierea trăsăturilor distinctive ale optimizării rotorului impulsor	122
4.3.2. Descrierea algoritmului procesului de optimizare	124
4.3.3. Formularea sarcinii de optimizare	124
4.3.4. Crearea modelului geometric	125
4.3.5 Discretizarea modelului geometric	125
4.3.6. Stabilirea condițiilor inițiale și la limită	126
4.3.7. Procesarea, postprocesarea și selectarea datelor	127
4.3.8. Setarea parametrilor și a criteriilor de optimizare	128
4.3.9. Analiza și prelucrarea datelor efectuate în ANSYS optiSLang	130
4.3.10. Validarea experimentală a rezultatelor optimizării	133
4.4. Concluzii la capitolul 4	135
5. CONCLUZII GENERALE ȘI RECOMANDĂRI	137
BIBLIOGRAFIE	139
ANEXE	149
DECLARAȚIA PRIVIND ASUMAREA RĂSPUNDERII	167
CURRICULUM VITAE	168

ADNOTARE

la teza de doctor cu tema "Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului", prezentată de către Petco Andrei

pentru obținerea titlului științific de doctor în științe tehnice

la specialitatea 242.01. Teoria mașinilor, mecatronică, Chișinău, 2023

Teza cuprinde introducere, patru capitole, concluzii și recomandări, bibliografia din 113 de denumiri și 6 anexe. Volumul este de 137 pagini text, inclusiv, 115 de figuri și 14 tabele. Conținutul de bază al tezei a fost publicat în 5 lucrări științifice, din care 2 lucrări de unic autor, 3 lucrări în reviste recenzate și 1 brevete de invenție.

Cuvinte-cheie: pompe centrifuge, rotor al pompei centrifuge, modelarea curgerii fluidului, modele de turbulență, proces de cavitație, simulările CFD, algoritmi de optimizare, testarea pompelor centrifuge.

Domeniul de studiu se referă la optimizarea constructiv-funcțională a organelor de lucru ale pompelor centrifuge cu scopul majorării energoeficienței.

Scopul lucrării. Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge și anume a randamentului pompei și a rezervei de cavitație prin aplicarea simulărilor CFD a curgerii fluidului cuplate cu algoritmi de optimizare.

Noutatea științifică și valoarea aplicativă a lucrării. Obținerea rotoarelor pompelor centrifuge cu caracteristicile sporite prin aplicarea simulărilor CFD cuplate cu algoritmi de optimizare și anume optimizarea rotorului pompei centrifuge model CH 6,3/20-1,1-2 cu randament majorat, obținerea rotorului pompei centrifuge pentru apă uzată și crearea unui rotor impulsor pentru pompe de tip CMP pentru micșorarea rezervei de cavitație.

Semnificația teoretică constă în elaborarea metodologiei de optimizare a organelor de lucru ale pompelor centrifuge bazată pe simulările CFD și algoritmi de optimizare.

Metodologia cercetării științifice constă în crearea metodologei de optimizare bazate pe modele și metode de calcul numeric și studiu experimental destinat optimizării constructivfuncționale a organelor de lucru ale pompelor centrifuge.

Implementarea rezultatelor cercetării. Metodologia elaborată a fost aplicată pentru optimizarea rotorului pompei centrifuge model CH 6,3/20-1,1-2 și obținerea rotorului pompei centrifuge pentru apă uzată care urmează a fi produse de întreprinderea "CRIS" SRL și crearea unui rotor impulsor pentru pompe de tip CMP, fabricate și testate la întreprinderea dată. Totodată rezultatele tezei au fost utilizate în cadrul studiilor de licență la lucrări de laborator la disciplina "Proiectare asistată de calculator".

АННОТАЦИЯ

докторской диссертации на тему «Повышение энергоэффективности центробежных насосов путем математического моделирования и численного расчета потока жидкости», представленной Петко Андреем на соискании учёной степени доктора

технических наук по специальности 242.01 - Теория машин, мехатроника,

Кишинёв, 2023 год

Диссертация состоит из введения, 4 глав, выводов и рекомендаций, списка литературы из 113 записей и 7 приложений. Объем диссертации в 137 страниц текста, включая 115 рисунков и 14 таблиц. Основное содержание диссертации было опубликовано в 5 научных работах, включая 2 без соавторов, 3 работ в рецензированных журналах и 1 патента.

Ключевые слова: центробежные насосы; колесо центробежного насоса, моделирование потока жидкости, модели турбулентности, процесс кавитации, CFD моделирование, алгоритмы оптимизации, испытания центробежных насосов.

Область исследований относится к конструктивно-функциональной оптимизации рабочих органов центробежных насосов с целью повышения их энергоэффективности.

Цель работы. Повышение энергоэффективности центробежных насосов, а именно КПД насоса и кавитационного запаса, путем применения моделирования CFD потока жидкости в сочетании с алгоритмами оптимизации.

Научная новизна и прикладная ценность работы. Получение колес центробежных насосов с улучшенными характеристиками путем применения CFD-моделирования в сочетании с алгоритмами оптимизации, а именно оптимизации колеса центробежного насоса модели CH 6,3/20-1,1-2 с повышенным КПД, получение рабочего колеса канализационного центробежного насоса и создание предвключённого осевого колеса для насосов типа CMP используемого для снижения кавитационного запаса насоса.

Теоретическая значимость заключается в разработке методологии оптимизации рабочих органов центробежных насосов на основе CFD-моделирования и алгоритмов оптимизации.

Методика научных исследований заключается в создании методологии оптимизации на основе моделей и методов численного расчета и экспериментальных исследованиях, направленных на конструктивно-функциональную оптимизацию рабочих органов центробежных насосов.

Внедрение результатов исследований. Разработанная методика применена для оптимизации колеса центробежного насоса модели СН 6,3/20-1,1-2 и получения рабочего колеса канализационного центробежного насоса готовящихся к производству на предприятии «CRIS» SRL и созданию предвключённого осевого колеса для насосов типа CMP, изготовленных и протестированных на данном предприятии. Также результаты дипломной работы были использованы при выполнении лабораторных работ по предмету «Компьютерное проектирование».

6

ANNOTATION

in the doctoral thesis with the theme "Increasing the energy efficiency of centrifugal pumps through fluid flow mathematical modeling and numerical calculation", presented by Petco

Andrei for the conferring of the scientific degree Doctor of technical sciences,

speciality 242.01. Theory of Machines, Mechatronics, Chişinău, 2023

The thesis includes an introduction, four chapters, conclusions and recommendations, references with 113 titles and 7 annexes. The volume is 137 text pages, including 115 figures and 14 tables. The main content of the thesis has been published in 5 scientific papers, including 2 single author papers, 3 papers in peer-reviewed journals and 1 patents.

Keywords: centrifugal pumps, centrifugal pump impeller, fluid flow modeling, turbulence models; cavitation process, CFD simulations, optimization algorithms, testing of centrifugal pumps.

The field of study refers to the constructive-functional optimization of the centrifugal pump's parts with the aim of increasing energy efficiency.

The aim of the work. Increasing the energy efficiency of centrifugal pumps, namely the pump efficiency and the NPSHr by applying CFD simulations of the fluid flow coupled with optimization algorithms.

The scientific novelty and applied value of the work. Obtaining centrifugal pump impellers with enhanced characteristics by applying CFD simulations coupled with optimization algorithms, namely impeller optimization of centrifugal pump (model CH-6,3-20-1,1-2) with increased efficiency, obtaining of the centrifugal waste water pump impeller and creating an inducer for CMP type pumps to reduce pump NPSHr.

The theoretical significance consists in the development of the optimization methodology of centrifugal pump parts based on CFD simulations and optimization algorithms.

The scientific research methodology consists in the creation of optimization methodologies based on numerical calculation models and methods and experimental study aimed at the constructive-functional optimization of the working parts of centrifugal pumps.

Implementation of research results. The developed methodology was applied for the optimization of the centrifugal pump impeller (model CH-6,3-20-1,1-2) and obtaining the centrifugal waste water pump impeller to be produced by the "CRIS" SRL company and the creation of an inducer for CMP type pumps manufactured and tested at the given company. At the same time, the results of the thesis were used in the licentiate studies for laboratory work on the "Computer Aided Design" subject.

LISTA ABREVIERILOR

- AMOP Adaptive Model of Optimal Prognosis
- ANN Artificial Neural Network
- BEP Best Effective Point
- CAD Computer-aided Design
- CAE Computer-aided Engineering
- CSI Comunitatea Statelor Independente
- DM-DesignModeler
- DNS Direct Numerical Simulation
- DP Design Point
- LE Leading Edge
- MEF Metodele Elementului Finit
- ML Machine Learning
- MVF Metodele Volumului Finit
- NPSH Net Positive Suction Head
- NPSHa Net Positive Suction Head available
- NPSHr Net Positive Suction Head required
- NSGA-II Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II
- RANS Reynolds Navier-Stokes averaging
- RM Republica Moldova
- RSM Response Surface Methodology
- TE Trailing edge
- UE Uniunea Europeană
- URANS Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes

INTRODUCERE

Industria constructoare de mașini din Republica Moldova produce pompe centrifuge începând cu anul 1958. Actual, pe teritoriul Republicii Moldova sunt prezente 8 întreprinderi care au în nomenclatorul de producție pompe centrifuge, aproximativ 150 de modele, exportate în peste 60 de țări (Petco 2019)¹. Gama vastă de pompe produse în Republica Moldova include mai multe tipuri de pompe centrifuge: ermetice, submersibile, pentru apă uzată, speciale etc.

Starea actuală a industriei de producere a pompelor prezintă o tendință clară de reducere a volumului de producere. Acest fapt impune producătorilor de pompe din Republica Moldova orientarea eforturilor sale de la est spre vest, în primul rând pe piața Uniunii Europene (UE) care reprezintă un interes sporit pentru producătorii din Republica Moldova.

Trebuie de menționat că sistemele de pompare reprezintă un consumator semnificativ de energie electrică, consumul cărora variază între 25 și 50% din consumul de energie în anumite domenii industriale (Moisă, Susan-Resiga, and Muntean 2013). Totodată, consumatorii din UE atrag o deosibită atenție eficienței energetice, în actualele obiective energetice propuse de UE 2030 se planifică creșterea eficienței energetice cu cel puțin 32,5 % până în anul 2030 (Ciucci 2023), pentru depășirea angajamentelor asumate de UE în cadrul Acordului de la Paris privind schimbările climatice ('DOCUMENT DE REFLECȚIE. CĂTRE O EUROPĂ DURABILĂ PÂNĂ ÎN 2030' 2019). Putem de asemenea remarca faptul că, în cadrul noii Strategii Energetice 2050 a Republicii Moldova, de asemenea în calitate de obiectiv se menționează sporirea și promovarea eficienței energetice ('Strategia Energetică a Republicii Moldova 2050 (SEM 2050)' 2022).

În prezent majoritatea tipurilor de pompe fabricate în Republica Moldova reprezintă un produs al unei evoluții constructiv-tehnologice a modelelor de pompe sovietice. Pentru extinderea pieței de desfacere spre occident, în procesul de modernizare a pompelor produse în Republica Moldova trebuie să se țină cont de majorarea eficienței energetice: creșterea randamentului, micșorarea rezervei de cavitație, mărirea intervalului de lucru etc. (Petco 2019). Așadar, putem atesta o necesitate stringentă de modernizare constructiv-funcțională a pompelor produse în Republica Moldova, cu scopul obținerii caracteristicilor de eficiență energetică comparabile cu analogii lor din UE, SUA, Japonia.

¹ PETCO, A. *Dezvoltarea constructiv-funcțională a pompelor centrifuge prin optimizarea multiparametrică și simulările CFD*. Prezentat la Conferința tehnico-științifică a studenților, masteranzilor și doctoranzilor, Universitatea Tehnică a Moldovei, Chișinău, 26-29 martie, 2019

Prezenta lucrare, elaborată în cadrul Școlii Doctorale a Universității Tehnice a Moldovei, reprezintă o nouă abordare a optimizării organelor de lucru ale pompelor centrifuge produse de industria constructoare de mașini a Republicii Moldova. Metodologia prezentată, bazată pe simulările CFD și algoritmi de optimizare, a fost aplicată pentru optimizarea organelor de lucru ale pompelor produse de compania CRIS Hermetic Pumps din Republica Moldova.

Scopul lucrării. Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge, și anume creșterea randamentului pompei și micșorarea rezervei de cavitație prin aplicarea simulărilor CFD a curgerii fluidului cuplate cu algoritmi de optimizare.

Obiectivele de bază ale lucrării. Pentru realizarea scopului formulat este necesară soluționarea următoarelor probleme:

- Stabilirea stării actuale a industriei de producere a pompelor centrifuge şi determinarea direcțiilor de modernizare a pompelor centrifuge produse în RM.
- Stabilirea metodelor de obținere a modelelor geometrice a organelor de lucru a pompei centrifuge.
- Studiul considerentelor teoretice privind curgerea fluidului în organele de lucru ale pompei și cercetarea modelelor empirice de obținere a lor.
- Selectarea modelului de parametrizare a geometriei organelor de lucru ale pompei centrifuge.
- Selectarea metodelor de discretizare a modelului geometric.
- Stabilirea modelului matematic al curgerii fluidului în organele de lucru ale pompei centrifuge.
- Selectarea modelului de turbulență a fluxului fluidului.
- Selectarea modelului de cavitație.
- Argumentarea aplicării metodelor numerice de calcul al organelor de lucru ale pompelor centrifuge.
- Formarea metodologiei de optimizare a organelor de lucru ale pompelor centrifuge.
- Validarea rezultatelor aplicării metodologiei prin simulările CFD și testele experimentale.

Noutatea și originalitatea științifică a rezultatelor obținute. Au fost obținute rotoare ale pompelor centrifuge cu caracteristici sporite a eficienței energetice prin aplicarea simulărilor CFD cuplate cu algoritmi de optimizare și anume, optimizarea rotoarelor pompei centrifuge model CH 6,3/20 1,1-2 și a pompei centrifuge pentru apă uzată cu randament majorat, inclusiv crearea unui rotor impulsor pentru pompe de tip CMP cu rezerva de cavitație micșorată.

Soluția tehnică elaborată privind rotorul pompei centrifuge model CH 6,3/20 1,1-2 este în curs de examinare privind eliberarea certificatului de autor la brevet de invenție (cerere în faza de examinare ulterioară).

Valoarea practică a lucrării. Soluțiile tehnice elaborate au fost aplicate:

- La optimizarea constructivă a rotorului pompei centrifuge model CH 6,3/20 1,1-2;
- La obținerea rotorului pompei centrifuge pentru apă uzată, aprobat de către întreprinderea "CRIS" SRL privind producerea seriei "0";
- La crearea unui rotor impulsor pentru pompe de tip CMP, seria "0" (10 exemplare) ale cărora deja au fost fabricate la întreprinderea dată, testate și livrate consumatorilor.
- Totodată rezultatele tezei au fost utilizate în cadrul studiilor de licență pentru lucrările de laborator la disciplina "Proiectare asistată de calculator".

Rezultatele științifice principale înaintate spre susținere. A fost elaborată și aprobată metodologia de optimizare a organelor de lucru ale pompelor. Metodologia se bazează pe aplicarea simulărilor CFD, rezultatele cărora sunt prelucrate cu utilizarea algoritmilor de optimizare în scopul obținerii unei geometrii cu caracteristici optimale. Metodologia a fost validată atât numeric, cât și experimental pe modele fizice, iar rezultatele aplicării metodologiei de optimizare sunt aplicate la întreprinderea "CRIS" SRL, Republica Moldova (actele de implementare sunt anexate).

Obținerea rezultatelor lucrării. Lucrarea a fost efectuată în cadrul grantului doctoral cu tema "Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului".

Aprobarea lucrării. Rezultatele principale, expuse în teză, au fost prezentate și puse în discuție la seminarele științifice ale Facultății "Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi" a Universității Tehnice a Moldovei; la conferințe științifice: *Conferința tehnico-științifică a studenților, masteranzilor și doctoranzilor din 27-29 martie 2019 și 23-25 martie 2021,* în cadrul Zilelor Academiei de Științe Tehnice din Romania 2019, ediția a XIV-a, 17-18 octombrie 2019, *Chișinău* și la conferința internațională *Innovative Manufacturing Engineering & Energy 2023, ediția 27, 12 -14 Octombrie 2023,* precum și *pe paginile revistelor "Journal of Engineering Science",* Chișinău: UTM nr. 2 și 4, 2023. De asemenea, rezultatele au fost prezentate la expoziții: Salonul Inovării și Cercetării UGAL INVENT 2023, Galați, 9-10 noiembrie 2023 și Expoziția internațională specializată INFOINVENT 2023 ediția a XVIII-a, Chișinău 22-24 noiembrie 2023.

Lucrările expuse au fost apreciate cu: Diploma de excelență, pentru raportul în plen cu tema: Majorarea energoeficienței – condiția esențială a extinderii piețelor de desfacere a pompelor *centrifuge autohtone*, la Conferența tehnico-științifică a colaboratorilor doctoranzilor și studenților 2019, și Premiul de gradul I, la Conferința tehnico-științifică a studenților, masteranzilor și doctoranzilor UTM, Chișinău, 23-25 martie 2021. Totodată, a fost obținută și 1 medalie de aur la Salonul Inovării și Cercetării UGAL INVENT 2023.

De asemenea, trebuie de menționat că autorului tezei i-a fost acordată Bursa de excelență a Guvernului pentru studenții doctoranzi pentru anul de studii 2019-2020. Autorul a obținut 2 medalii de argint pentru alte domenii de cercetare (ICE-USV – IIIrd Edition, Suceava 2019 și INFOINVENT 2021, Chișinău) cu lucrările pe altă direcție științifică.

Publicații la tema tezei. Conținutul principal al tezei este reflectat în 5 lucrări științifice, dintre care 2 sunt cu un singur autor și un brevet de invenție cu prioritatea din 23.03.2023.

Structura și volumul tezei de doctorat. Lucrarea constă din introducere, patru capitole, concluzii generale, recomandări și conține 136 pagini text, 14 tabele, 115 figuri, 7 anexe și 113 surse bibliografice utilizate.

Cuvinte-cheie: pompe centrifuge, rotor al pompei centrifuge, modelarea curgerii fluidului, modele de turbulență, proces de cavitație, simulările CFD, algoritmi de optimizare, testarea pompelor centrifuge.

CONȚINITUL TEZEI

În introducere este argumentată și prezentată actualitatea problemei optimizare ale organelor de lucru a pompelor centrifuge bazată pe simulările CFD și aplicarea algoritmilor de optimizare pentru obținerea geometriei optimale.

În primul capitol este efectuată analiza și descrierea stării actuale a industriei de producere a pompelor centrifuge. Este descrisă evoluția industriei de producere a pompelor în Republica Moldova, precum și evoluția tehnologică a pompelor produse de ea. Sunt descrise tipurile de pompe centrifuge din nomenclatoarele întreprinderilor din Moldova. Totodată este studiată construcția pompelor, sunt descrise trăsăturile caracteristice ale pompelor centrifuge produse în Moldova și este descris principiul de funcționare a pompei centrifuge. Sunt stabilite direcțiile de modernizare a pompelor produse în Republica Moldova.

De asemenea, în capitolul 1 este descrisă evoluția metodelor de obținere a geometriei organelor de lucru ale pompelor centrifuge de la metodele analitice de calcul bazate pe datele empirice, până la mediile software de calcul și metodele bazate pe optimizări și simulări CFD. Sunt descriși și comparați algoritmi de optimizare directă și stohastică și sunt prezentate modele utilizate în procesele de optimizare a organelor de lucru ale pompei în aplicații industriale deja existente. *În capitolul doi* sunt prezentate considerentele teoretice privind teoria pompelor centrifuge și clasificarea pompelor centrifuge după geometria rotorului. Reieșind din ecuația fundamentală a pompelor dinamice (Euler), este descrisă cinematica curgerii fluidului în rotorul pompei centrifuge și sunt redate relațiile ce leagă parametrii geometrici principali ai rotorului pompei centrifuge cu parametrii de curgere a fluidului în pompă (sarcina de pompare, debitul volumic etc.). De asemenea, sunt prezentate: relațiile de proporționalitate și similitudine ale rotoarelor pompelor, conceptul de rapiditate, influența rapidității asupra geometriei rotorului pompei și clasificarea pompelor centrifuge după parametrul de rapiditate.

În capitolul 2 sunt prezentate metodele de determinare a parametrilor principali ai pompei centrifuge: ai debitului pompei, sarcinii de pompare, turației pompei, puterii utile, randamentului și ai rezervei de cavitație.

De asemenea, au fost prezentate metodele de calcul ale parametrilor geometrici ai rotorului pompei și de profilare a paletei rotorului. La finele capitolului a fost efectuat calculul bazat pe modelul prezentat al parametrilor rotorului pompei, care urmează a fi comparat cu modelele geometrice optimizate obținute prin procedee de optimizare bazate pe simulările CFD și algoritmi de optimizare.

În capitolul trei au fost argumentate metodele numerice de calcul ale organelor de lucru ale pompelor centrifuge. Au fost comparate mediile software pentru realizarea procesului de optimizare. În calitate de mediu de calcul a fost ales mediul software ANSYS.

Au fost comparate modelele de parametrizare a geometriei organelor de lucru ale pompei centrifuge și ales modulul ANSYS utilizat pentru parametrizarea și generarea modelului geometric. Au fost cercetate metodele de discretizarea a modelului geometric.

A fost comparată aplicarea rețelelor de discretizare structurate și nestructurate. De asemenea au fost comparate și selectate modulele ANSYS de discretizare. A fost realizat un studiu al cărui scop este stabilirea parametrilor optimali ai rețelelor de discretizare necesari creșterii preciziei de calcul.

Au fost comparate și modelele de turbulență bazate pe ecuația Navier-Stokes utilizate în calculul numeric al curgerii fluidului. Au fost comparate abordările quasi-dinamice și tranzitorii de calcul. A fost stabilit un șir de setări optimale ale procesului de calcul al curgerii în organele de lucru ale pompei. De asemenea, a fost realizat un studiu de influență a modelelor de turbulență la diferite dimensiuni ale volumului finit al rețelei de discretizare nestructurate cu scopul majorării preciziei simulărilor.

Au fost determinate caracteristicile curgerii cu efect pronunțat de cavitație. A fost descrisă clasificarea formelor tipice ale cavităților ce pot apărea în organele de lucru ale pompelor

centrifuge. De asemenea au fost descrise condițiile de dezvoltare, motivele apariției și consecințele procesului de cavitație în organele de lucru ale pompei centrifuge. Au fost prezentate modelele de cavitație bazate pe ecuația Rayleigh–Plesset și indicați parametrii la care va fi efectuată modelarea cavitației.

Totodată au fost comparate modulele ANSYS destinate efectuării procesului de optimizare și ales algoritmul de optimizare.

Capitolul patru este dedicat aplicării metodologiei de optimizare formate cu ajutorul recomandărilor prezentate în capitolul 3.

A fost realizată optimizarea unui rotor al pompei de tip CH. Pentru obținerea rotorului cu parametri prestabiliți și randamentul maximal al pompei, a fost aplicat un proces de optimizare bazat pe metodele de dinamică computațională a fluidelor în combinație cu metodele stohastice de optimizare și anume algoritmul evolutiv. Pentru prima fază a optimizării a fost efectuată optimizarea paletei rotorului, suprafețele coroanei și ale inelului rămânând identice cu rotorul original. Procesul de optimizare a fost realizat ținând cont de criteriul de creștere a randamentului hidraulic al rotorului pompei, cu restricția de menținere a înălțimii de pompare a fluidului.

În a doua fază a optimizării a fost realizat procesul de optimizare a rotorului în întregime, în calitate de parametri geometrici de optimizare au fost incluse suprafețele inelului și ale coroanei rotorului pompei. Rotorul obținut a fost comparat cu rotorul ai cărui parametri geometrici au fost stabiliți analitic în capitolul 2, cel obținut în prima fază a optimizării și cel original. Aplicarea procesului complex de optimizare a condus la creșterea semnificativă a randamentului pompei optimizate.

De asemenea, a fost obținut modelul geometric al organelor de lucru ale unei pompe centrifuge cu rotor cu o singură paletă pentru apă uzată. Trebuie de menționat c3ă, în cazul dat, în calitate de restrângere a fost aplicat și diametrul maximal al particulei ce trebuie să treacă prin rotor. Geometria inițială a fost obținută într-un mediu software de calcul al organelor de lucru. În urma procesului de optimizare, putem constata o creștere a randamentului pompei centrifuge în raport cu modelul geometric inițial.

Totodată în capitolul 4 a fost prezentat și procesul de creare a unui rotor impulsor de pompă centrifugă. În calitate de criteriu de optimizare a fost aleasă sarcina maximală de pompare. Au fost comparați diferiți algoritmi de optimizare, bazați pe o suprafață de răspuns. A fost efectuată o validare digitală a rezultatelor procesului de optimizare. De asemenea, a fost efectuat testul pompei cu construcția originală și cu impulsorul, cu scopul stabilirii diferenței de rezervă de cavitație (NPSHr). Utilizarea impulsorului rezultat a dus la o scădere semnificativă a rezervei de cavitație,

ceea ce corespunde cu specificația tehnică obținută la întreprindere. Rotorul impulsor obținut a fost aplicat la o pompă centrifugă de serie cu motor capsulat produsă de CRIS Hermetic Pumps.

Concluzii și recomandări. Capitolul include sinteza rezultatelor obținute în teză.

Mulţumiri. Adresez sincere mulţumiri conducătorului ştiinţific domnului profesor universitar Viorel BOSTAN, care m-a ghidat în procesul de studii doctorale și a susținut eforturile mele în perioada de elaborare a tezei.

De asemenea aș dori să le mulțumesc îndrumătorilor mei, domnului profesor universitar Valeriu DULGHERU, domnului conferențiar universitar Alexei TOCA și domnului conferențiar universitar Ion BODNARIUC, pentru buna îndrumare și sprijin.

Aş vrea să-i mulțumesc domnului conferențiar universitar Sergiu MAZURU, șef departament IF. Sincere mulțumiri domnului academician Ion BOSTAN, domnului Professor Emeritus Petru STOICEV, conferențiar universitar Rodion CIUPERCA, domnului conferențiar universitar Marin GUȚU, domnilor conferențiari universitari Oleg și Radu CIOBANU și colegilor mei de la departamentul IF și BPM care m-au susținut pe parcursul studiilor mele la UTM.

Aș vrea să mulțumesc doamnei conferențiar universitar Rodica SIMINIUC, șef Direcție Doctorat și Postdoctorat în cadrul Universității Tehnice a Moldovei, pentru buna îndrumare pe parcursul studiilor de doctorat. Mulțumesc colegilor mei de doctorat Andrei PLATON și Alina BREGNOVA care m-au susținut pe parcursul studiilor noastre.

Sincere mulțumiri domnului profesor Valeriu DULGHERU, conferențiar universitar BODNARIUC Ion, profesor BOSTAN Viorel și conferențiar universitar Rodion CIUPERCĂ, pentru onoarea acordată, acceptând participarea ca membri ai Comisiei de Doctorat. Totodată, aduc alese mulțumiri referenților oficiali, domnilor profesor CIOBANU Bogdan, conferențiar universitar TOCA Alexei și conferențiar universitar MĂLĂEL Ion.

În final, mulțumesc regretaților părinților, care mi-au insuflat interes pentru știință. Sincere mulțumiri și multă recunoștință bunicii mele Nina, care m-a crescut și m-a sprijinit mereu în eforturile mele în învățătură, și prietenei mele Natalia, care m-a susținut și a fost alături de mine pe parcursul elaborării tezei date. Lor le dedic această lucrare.

1. STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL PROIECTĂRII ȘI PRODUCERII POMPELOR CENTRIFUGE

1.1. Starea actuală a industriei de producere a pompelor în Republica Moldova

1.1.1. Evoluția industriei de producere a pompelor în Republica Moldova

Decizia de creare a unui cluster industrial destinat producerii pompelor pe teritoriul Republicii Moldova a fost luată în anii 50 ai secolului trecut. În 1958 a fost inițiată producerea pompelor centrifuge submersibile, iar din 1961 și producerea pompelor centrifuge ermetice la Uzina de pompe din Chișinău (Petco 2019).

Actual, pe teritoriu Republicii Moldova (RM) sunt prezente 8 întreprinderi care au în nomenclatorul de productie pompe centrifuge, printre care: întreprinderile din Chisinău CRIS Hermetic Pumps²^{*}, Uzina de MoldovaHidromas^{2*}, pompe Centrul Tehnico-Științific Hidrotehnica^{3*}, Uzina Hidropompa^{4*}, Uzina Electromas din Tiraspol^{5*}, Uzinele Electroaparatura^{6*} și Pribor^{7*} din Bender, precum si Uzina de pompe din Râbnita^{8*}. Pompele produse de întreprinderi din Republica Moldova au aproximativ 150 de modele si sunt exportate în peste 60 de tări.



Fig. 1.1. Amplasarea uzinelor de producție a pompelor pe teritoriul RM

Putem remarca o gamă largă de pompe produse în Republica Moldova, ce include următoarele tipuri de pompe centrifuge:

— pompe centrifuge ermetice cu motor capsulat (fig.1.2. (a), (d)). Acest tip de pompe este folosit în cazul necesității pompării lichidelor chimice active (agresive, toxice, poluante), vaporii cărora pot forma amestecuri nocive sau explozive. Pompe de tipul dat sunt instalate în medii unde ermetizarea garantată a sistemelor în care sunt utilizate este crucială. Tipul dat de pompe este deseori utilizate în industria chimică, petrolieră, atomică, farmaceutică, alimentară etc.;

^{*} Întreprinderile producătoare de pompe hidraulice centrifuge din Republica Moldova

- pompe submersibile destinate pentru sistemele de alimentare cu apă (fig.1.2 (g)) sunt folosite atât în sectorul privat, cât și în cel industrial;
- pompe centrifuge specializate pentru apă uzată (fig.1.2. (b), (c));
- pompe centrifuge pentru pomparea uleiurilor în transformatoare electrice (fig.1.2. (f));
- pompe centrifuge cu destinație specială (de exemplu, din agrar, fig.1.2. (e)) ș.a.



Fig. 1.2. Pompe produse în RM: (a) Pompă ermetică centrifugă cu motor capsulat de tip CMP^{1-3*}; (b) Pompă centrifugă semi-submersibilă verticală de tip SDP ^{8*}; (c) Pompă centrifugă normalizată (consolă) de canalizare de tip 2CM ^{8*}; (d) Pompe ermetice centrifuge cu motor capsulat de tip CH ^{1-3*}; (e) Pompă centrifugă de tip CMF pentru nevoile agricole ^{4*};

(f) Pompă ermetică centrifugă pentru ulei de transformator de tip MT ^{1-3, 5-7*};
 (g) Pompe centrifuge submersibile de tip ECV ^{4*} ('CRIS Hermetic Pumps' 2023; 'Hidropompa S.A.' 2023; 'БЗЭ Потенциал - Бендерский завод электроаппаратуры' 2023)

1.1.2. Producerea pompelor de către industria constructoare de mașini în Republica Moldova

Pe parcursul anilor structura exportului nu s-a schimbat semnificativ, marea parte a exportului revine spațiului post-sovietic datorita faptului că pompele produse în RM sunt caracterizate prin următoarele avantaje constructiv-funcționale: sunt tradițional bine-cunoscute pe piața Comunitații Statelor Independente (CSI). Pompele produse în RM satisfac cerințele consumatorilor atât din punct de vedere al calității, cât și din punct de vedere al prețului redus în raport cu pompele similare produse în Statele Unite ale Americii, Germania și Japonia (Petco

2019). Însă în ultimele decenii se atestă o scădere a exportului (fig.1.3) datorită următorilor factori: criza economică globală din 2008-2009, recesia economică 2014 – 2015 din Ucraina și Rusia ș.a. Din figura 1.3 putem observa că linia de trend (pe grafic notată cu linie punctată) denotă o scădere gravă a producerii pompelor pe teritoriul RM. De asemenea, putem observa că, pe parcursul anului 2022, Biroul Național de Statistică a confirmat o scădere aproape dublă de producere a pompelor în raport cu anul precedent, rezultat obținut, în primul rând, din cauza războiului din Ucraina, care a dus la probleme logistice, financiare și de transport dintre producătorii autohtonii și piețele tradiționale de desfacere, fapt care a devenit o lovitură severă pentru întreprinderile producătoare de pompe din RM.





Starea actuală a industriei, cu tendință clară de reducere a volumului producerii, impune producătorilor o schimbare rapidă a pieței de desfacere, orientându-și eforturile de la est spre vest. Piața Uniunii Europene (UE) reprezintă un interes sporit pentru producătorii autohtoni. Situația dată poate fi redresată prin modernizarea constructiv-funcțională a pompelor produse în RM. Dacă în cadrul Strategiei 2020 a Uniunii Europene se stipula creșterea cu 20% a eficienței energetice până în anul 2020 – obiectivul 20/20/20 (Comisia Europeană, 2010), în strategia actuală se planifică creșterea eficienței energetice cu cel puțin 32,5 % până în 2030, fapt care este necesar pentru depășirea angajamentelor asumate de UE în cadrul Acordului de la Paris privind schimbările climatice ('Comisia Europeană' 2019). Deci, modernizarea pompelor este crucială

pentru majorarea eficienței energetice a pompelor, inclusiv prin mărirea randamentului lor, fiind factorul decisiv pentru pătrunderea pe piața UE (Petco 2019).

1.2. Direcțiile de modernizare a pompelor produse în RM

1.2.1. Obiective de modernizare

În prezent majoritatea tipurilor de pompe fabricate în RM reprezintă un produs al unei evoluții constructiv-tehnologice a modelelor de pompe sovietice. Însă, pentru extinderea pieței de desfacere spre occident, în procesul de modernizare a pompelor produse în RM trebuie să se țină cont de următoarele obiective (Petco 2019):

- majorarea eficienței energetice a pompelor, inclusiv mărirea randamentului lor cât la debitul nominal Q_{nom}, atât și în limitele intervalului de lucru;
- extinderea intervalului de lucru intervalul dintre debitul minimal Q_{min} şi debitul maximal Q_{max};
- micșorarea rezervei de cavitație (Net Positive Suction Head Required NPSHr);
- micșorarea uzurii hidraulice provocate de efectele cavitației și a uzurii abrazive provocată de impuritățile din lichidul pompat;
- echilibrarea forțelor axiale ale rotorului;
- micșorarea gradului de solicitare a motorului electric;
- creșterea fiabilității și a termenului de exploatare etc.

1.2.2. Descrierea construcției pompelor centrifuge

Din descrierea expusă în subsecțiunea 1.1.1, pe teritoriul RM sunt produse preponderent pompe centrifuge. Gama largă a pompelor produse în Moldova este proiectată și produsă în funcție de tipul și temperatura lichidului pompat, valorile de presiune și debit ale lichidului, materialul pompei, puterea nominală a motorului, varianta de execuție în dependență de zona climaterică și categoria de amplasare, nivelul de protecție antiexplozivă, antideflagrantă și alte cerințe specificate solicitate.

Comparând construcția pompelor prezentate în figura 1.2, putem observa că pompele produse în Moldova, constructiv, sunt formate din motor electric și partea de pompare. Pompele sunt executate după principiul monobloc, adică combină partea de pompare a pompei și motorul electric (fig.1.4). De asemenea se poate remarca că pompele prezentate în figura 1.2 pot fi divizate în cele cu (fig. 1.2 (a), (d)) sau fără motor capsulat (fig. 1.2 (b), (c), (e-g)).



Fig. 1.4. Componentele principale ale pompei de tip CMP

În cadrul studiului dat au fost examinate pompele centrifuge cu motor capsulat și studiul s-a fixat anume pe partea de pompare a pompei. Deși modernizarea motorului electric de asemenea prezintă un interes pentru producători din Moldova, eforturile au fost concentrate pe optimizarea geometriei pieselor părții de pompare a pompei.

1.2.3. Principiul de funcționare a pompei centrifuge

Pomparea propriu-zisă a lichidului se efectuează în partea de pompare a pompei, fluidul, trecând în interiorul corpului pompei prin racordul de aspirație, nimerește în rotorul pompei, unde, prin transformarea energiei cinetice de rotație în energie hidrodinamică, presiunea fluidului crește, fiind transportat spre racordul de refulare a corpului pompei. Putem observa două cavități din ambele părți ale rotorului necesare pentru echilibrarea forțelor (Petco 2021)³.

Studiul prezentat în cadrul tezei date a fost realizat în baza pompelor de tip CH și CMP – pompe ermetice centrifuge cu motor capsulat. Domeniul de aplicare a acestora sunt întreprinderile cu producție periculoasă ale industriei petrochimice, chimice, atomice sau alte sectoare industriale cu sisteme hidraulice care operează cu lichide agresive. După clasificare conform ISO 17769-1, pompe de tip CH și CMP (International Organization for Standardization 2012), sunt pompe ermetice centrifugale cu motor capsulat asincron trifazat cu rotor în scurtcircuit cu construcție antiexplozivă, antideflagrantă care corespunde claselor Ex ds IIB sau Ex ds IIC.

În cazul pompelor cu motor capsulat (fig.1.4), o parte din lichidul pompat din zona de refulare trece prin fanta de etanșare din spatele rotorului, astfel ungerea și răcirea rulmenților și a

³ PETCO, A. *Simularea numerica a curgerii lichidului în organele de lucru a pompei centrifuge prin intermediul Ansys CFX*. Prezentată la Conferința Tehnico-Științifică a a Studenților, Masteranzilor și Doctoranzilor, Universitatea Tehnică a Moldovei, Chișinău, 23-25 martie, 2021

cavității interioare a motorului electric este efectuată prin intermediul lichidul pompat. La fel pentru răcirea statorului poate fi folosită și cămașa de răcire.

De asemenea în secțiunea 4.2 este prezentat procedeul de creare a geometriei rotorului cu o singură paletă pentru apă uzată. Pompele de tipul dat nu se efectuează cu motor capsulat, etanșarea se realizează prin presgarnituri. În afară de metoda de etanșare, constructiv, părțile de pompare ale pompele centrifuge cu motor capsulat și a pompelor pentru apă uzată sunt similare.

1.3. Evoluția metodelor de obținere a geometriei organelor de lucru ale pompelor centrifuge

1.3.1. Metode empirice de modelare

Primele încercări de a descrie mișcarea lichidului și de a crea pe baza primelor mecanisme de mișcare a acestuia pot fi atribuite antichității. Tratatul clasic al lui Bernoulli "Hidrodinamică" din 1738 poate fi considerat prima lucrare modernă despre mecanica fluidelor. Lucrările științifice ale lui Bernoulli și ale compatriotului său elvețian Euler au determinat ecuațiile energiei (ecuația lui Bernoulli) și impulsul fluidului (ecuația lui Euler). Euler a obținut, de asemenea, una dintre formulele de bază, pe care se bazează teoria proiectării pompelor și anume ecuația lui Euler pentru turbomașini. Aceste ecuații guvernează puterea, randamentul și alți factori, care contribuie la proiectarea pompelor. De asemenea, Navier (1822) și Stokes (1845) au obținut un sistem de ecuații cu diferențe parțiale, care descriu mișcarea unui fluid newtonian vâscos, care poartă numele autorilor. Într-o lucrare de pionierat din 1904, germanul Ludwig Prandtl a arătat că fluxurile de fluide pot fi separate într-un strat lângă pereți, dezvăluind un strat limită (Çengel and Cimbala 2014).

Prima parte a secolului XX poate fi considerat epoca de aur a aplicațiilor mecanicii fluidelor, o perioadă în care teoriile existente erau adecvate ajutate sarcinilor inginerești, iar proprietățile și parametrii fluidelor erau clar definiți. Ingineri-proiectanți recurgeau la metode, bazate pe metode matematice empirice prezentate în lucrările lui Pfleiderer (Germania) (Pfleiderer 1924), Stepanoff (SUA) (Stepanoff 1948), Lomakin (URSS) (Ломакин А.А. 1950) ș.a. și pe experiența inginerului proiectant. Până la anii "80 ai secolului trecut proiectarea fiind redusă la un număr mare de iterații experimentale, geometria pieselor pompelor modificându-se la fiecare etapă după analiza datelor primite. Prezentarea metodelor de calcul a organelor de lucru ale pompelor centrifuge bazate pe date empirice este prezentat în capitolul 2.

1.3.2. Metode de calcul bidimensional și quasi-tridimensional

Concomitent cu dezvoltarea tehnologiilor informaționale, metodele empirice obținute au fost aplicate în cadrul unor softuri de calcul ale geometriei pieselor pompei, care pot fi divizate în (Petco 2021):

Calculul bidimensional (de exemplu: ANSYS Vista CCD) – o abordare simplificată care ia în considerare geometria rotorului în două dimensiuni, doar în secțiunea meridiană. Metoda este folosită frecvent la prima iterație de calcul, pentru a obține, în primul rând, profilul zonei de curgere a rotorului. Această abordare, spre regret, nu poate să descrie exact toate fenomenele de curgere tridimensionale, dar necesită un calcul minim.

Calculul quasi-tridimensional (de exemplu: ANSYS BladeModeler, CFturbo) (vezi subsecțiunea 4.2.1), reprezintă o metodă bidimensională, cu aplicarea unor ipoteze destinate descrierii fluxului în canalele dintre palete, ținând cont de efectele formate în stratul limită. Această metodă este mai precisă decât metoda bidimensională, care permite obținerea rapidă a geometriei inițiale a pieselor pompei, dar, la rândul său, este inferioară simulărilor tridimensionale (ANSYS CFX, Fluent, Poliflow etc.) utilizate pentru calcule în faza finală a procesului de optimizare pentru a primi imaginea precisă a curgerii în straturi limită, fluxuri secundare etc., exemplu al utilizării acesteia fiind dat în capitolul IV.

1.3.3 Metodele de calcul bazate pe simulările CFD și metode de optimizare

Progresul considerabil în domeniul tehnologiilor informaționale și creșterea esențială a puterii de calcul din ultimele decenii a dus la apariția noilor posibilități în simularea fenomenelor fizice. Capacitatea înaltă a sistemelor de calcul moderne de operare rapidă cu un volum mare de date permite simularea comportării sistemelor fizico-tehnice complexe la diferite scări de mărimi și de timp, precum și repetarea simulărilor pentru mai multe valori ale parametrilor de intrare cu scopul identificării soluțiilor tehnice optime din punct de vedere, inclusiv, al eficienței (Bostan 2014).

Pe parcursul anilor, la baza cercetărilor în domeniul științelor aplicative și al celor fundamentale au stat două abordări: teoretică și experimentală. În prezent, grație dezvoltării tehnologiilor informaționale și a microelectronicii, își ia amploare o nouă abordare computațională. Un exemplu convingător este cel al companiei Boeing, un fabricant american de avioane civile și militare, cu sediul în Chicago, SUA. Produsele Boeing se caracterizează prin durată mare a ciclului de cercetare – proiectare – producere. La proiectare deseori au avut loc testări iterative în tunelul aerodinamic, ceea ce a dus la costul ridicat al ciclului de proiectare. Integrarea modelării și proiectării în sisteme Computer-aided Design (CAD) și a experimentului computațional în sistemele Computer-aided engineering (CAE) i-a permis companiei Boeing să reducă esențial testările extensive, fapt ce a condus la economii în costuri și în timp (Bostan 2014).



Fig. 1.5. Evoluția simulărilor numerice CFD și a testărilor în tunelul aerodinamic efectuate de compania BOEING în perioada 1980-2005 (Bostan

2014)

De asemenea aplicarea diverselor sisteme ale Proiectării Asistate de Calculator (CAD) specializate proiectării și folosite în procesul optimizării organelor de lucru ale turbomașinilor, cum ar fi, de exemplu: ANSYS BladeGen/ BladeModeler, CFturbo, Numeca, CAESES etc., micșorează considerabil timpul de proiectare (Petco 2019). Însă putem menționa că sistemele CAD de proiectare automatizată a geometriei organelor de lucru ale pompelor utilizate singur, bazate doar pe experiența proiectantului, pot fi folosite numai pentru primirea unei geometrii inițiale care urmează să fie optimizată.

Din cauza necesității implicării inginerului la fiecare etapă a proiectării, rezultatul este influențat mult de experiența proiectantului. La fel această abordare cauzează mai multe dificultăți în ceea ce ține de optimizarea multicriterială.

Aplicarea optimizării în baza algoritmilor matematici reprezintă o abordare mai avansată datorită micșorării influenței factorului uman, iar în cazul unui sistem bine reglat și a puterii de calcul necesare, se prezintă mai eficient în raport cu abordarea clasică, care constă în repetarea într-un număr mare de iterații a experimentului fizic.

Schema tipică a unui proces de optimizare este reprezentat în figura 1.6 (Petco 2019):

- Setarea procesului de optimizare, selectarea parametrilor şi criteriilor de optimizare (parametrii selectați pot fi parametrii geometrici ai organelor de lucru, iar majorarea randamentul, micşorarea NPSH etc., pot fi selectați în calitate de criterii de optimizare).
- Lansarea algoritmului iterativ de optimizare, uneori, în cazul metodelor de optimizare direcționate, de la o geometrie inițială.
- Crearea modelului geometriei în baza parametrilor selectați.

- Generarea rețelei de elemente sau volume finite.
- Efectuarea simulării în baza Dinamicii Computationale a Fluidului (CFD), menit pentru simularea proceselor de curgere în organele de lucru ale pompei centrifuge.
- Efectuarea postprocesării, analiza datelor primite.
- În cazul satisfacerii condițiilor procesul se finalizează, în caz contrar algoritmul recurge la o nouă iterație de calcul.
- La finele procesului de optimizare se efectuează validarea numerică și/sau experimentală.

Algoritmii de optimizare aplicați pot fi convențional divizați în metode de optimizare stocastice și direcționate, două abordări diferite utilizate pentru stabilirea soluției optime a unei probleme de optimizare a unei funcții (Papalambros and Wilde 2000; Martins and Ning 2021).



Condiții inițiale.

Metodele de optimizare directă sau metode deterministe reprezintă metodele care caută soluția optimă direct prin studiu iterativ al domeniului de căutare. Deseori sunt bazate pe calcularea derivatelor sau gradientelor funcției cercetate în raport

cu variabilele de proiectare. Aceste metode se bazează pe tehnici matematice precum algoritmii bazați pe gradient sau programarea matematică. Aceste metode au un șir de puncte forte, în primul rând, abordarea deterministă și adesea se converg către optimul global, însă sunt sensibile la geometria inițială, pot fi "blocate" între optime locale. De asemenea, trebuie de menționat că metodele date sunt costisitoare din punct de vedere computațional, deseori atingând geometria optimală cu un număr mai mare de iterații de calcul în raport cu metodele stohastice. La fel putem nota că, în cazul măririi numărului de parametri de parametrizare mai mult de 5-6, convergența nu poate fi atinsă sau numărul de iterații este considerabil, fapt care nu permite realizarea unui proces de optimizare.

Putem menționa unele metode de optimizare directă folosite în optimizarea organelor de lucru ale pompelor centrifuge:

- algoritmul gradientelor descendente;
- metoda Nelder–Mead;
- metoda Hooke–Jeeves;
- metoda Rosenbrock etc.

Metodele de optimizare stocastice, la rândul său, utilizează metode probabilistice pentru explorarea domeniului de căutare și stabilirea unei soluții optime. Ele sunt, în special, utile pentru probleme complexe, cu dimensiuni mari și cu date "zgomotoase". Această abordare are un șir de avantaje, cum ar fi evitarea optimelor locale ale funcțiilor complexe și neconvexe. De asemenea, soluționarea devine mai robustă în studiul funcțiilor obiectiv zgomotoase, iar procesul permite optimizare multicriterială cu un număr semnificativ de parametri cercetați. La rândul său, metodele stohastice sunt mai puțin sistematice și previzibile decât metodele deterministe și pot converge către soluții suboptimale.

Din metodele stohastice de optimizare pot fi menționate:

- Algoritmul Evolutiv Evolutionary Algorithm (EA);
- Algoritmul Genetic Genetic Algorithm (GA), al unei variații a Algoritmului Evolutiv;
- Simulările Monte-Carlo;
- Modelul Kriging etc.

De asemenea, în ultimul timp, se atestă și utilizarea metodelor stohastice de Învățare Automată – Machine Learning (ML), bazate pe aplicarea rețelelor neuronale artificiale (Artificial Neural Network – ANN), ale ramurii Inteligenței Artificiale. Implementarea metodelor Machine Learning în diferite domenii ale industriei a luat amploarea la mijlocul anilor 2000, concomitent cu stocarea seturilor mari de date și apariția necesității de prelucrare a acestora (Russell and Norvig 2021). În prezent, aplicarea ML la optimizarea geometriei organelor de lucru ale pompelor centrifuge reprezintă un studiul actual al acestei probleme. În funcție de scopul urmărit, se disting sistemele inteligente (SI) (Cristei, Marin și Stelea 2017):

- pentru predicții, având obiectivul să prezică rezultatul noilor intrări, folosind un model învățat anterior;
- pentru regresii, fiind folosit pentru a determina modelul de legături stabilite între perechi de date numerice într-un set de date, cu ajutorul unui model învățat anterior;
- pentru clasificare, având ca scop clasificarea unui obiect în categorii (clase) pe baza unor caracteristici (atributelor, proprietăților) aplicând modelul ML etc.

În funcție de algoritmii de optimizare, pot fi utilizați următorii algoritmi de învățare: ANN, Arbori de decizie, EA, Mașini cu suport vectorial (SVM), Modele Markov ascunse etc.

De asemenea, SI pot fi clasificate după modul de operare a experienței acumulate în timpul învățării în modele (Cristei, Marin și Stelea 2017):

- cu învățare cu întărire; cu învățare nesupervizată;
- cu învățare supervizată; cu învățare activă etc.

În cazul aplicațiilor industriale sau al studiilor științifice ce urmăresc sporirea unor caracteristici ale pompelor centrifuge, precum și în alte probleme inginerești, se utilizează modelele de învățare cu întărire sau de învățare supervizată la rezolvarea problemelor de predicție sau a celor de regresie la analiza unor suprafețe de răspuns (vezi capitolul IV) (Checcucci et al. 2011; Derakhshan and Bashiri 2018; Safikhani et al. 2010).

Exemplu de aplicare ML (ANN), ca model destinat pentru obținerea unei geometrii optimale, este prezentat în lucrarea (Wang et al. 2019). În lucrarea dată este prezentat un model de optimizare bazat pe Rețelele neuronale (Artificial Neural Network – ANN) cu aplicarea GA. Optimizarea se efectuează după următorul algoritm:

- 1. Stabilirea datelor inițiale, parametrilor, criteriilor etc. la faza proiectării experimentului (Design of Experiments DoE).
- 2. Obținerea unei serii de rotoare în mediul CFturbo. Modelul 3D al rotorului obținut se prelucrează în mediul CAD, și anume, în mediul de proiectare PTC Creo parametric 4.0.
- 3. În baza modulului de discretizare ANSYS ICEM 18.0 și a solutorului CFX 18.0 se efectuează simulările numerice cu scopul obținerii randamentului și a NPSHr, rezultatul fiind transferat într-un model intermediar.
- 4. Obținerea soluției optime prin aplicarea GA și ANN și obținerea soluțiilor Pareto.
- 5. Validarea numerică prin simularea CFD a geometriei optimizate.



Fig. 1.7. Model prezentat de optimizare (Wang et al. 2019)

Ca rezultat al optimizării, performanța de aspirație a fost îmbunătățită cu 7,26%, 3,9%, 4,5% și 3,8% la debitul fluxului $0,6 \cdot Q_{nom}, 0,8 \cdot Q_{nom}, 1,0 \cdot Q_{nom}$ și respectiv 1,2 $\cdot Q_{nom}$, iar randamentul a crescut cu 1,53% la debit nominal Q_{nom} și 1,1% la $0,8 \cdot Q_{nom}$.

În lucrarea (J. Zhang et al. 2011) pentru sporirea randamentului prototipului pompei multifazice helico-axiale, a fost dezvoltată o metodă optimă multi-criterială pentru rotorul pompei prin combinarea rețelei neuronale artificiale (ANN) cu algoritmul genetic de sortare nedominat-II (NSGA-II). Comparând geometria originală cu cea optimizată, s-a constatat creșterea presiunii pompei optimizate cu 10% și a randamentului cu 3%.

În lucrarea (Y. Zhang et al. 2014) este prezentată o nouă metodă de optimizare multicriterială a rotoarelor pompelor centrifuge cu aspirație dublă cu diferite forme de palete, bazate pe metodă de optimizare Simulation-Kriging model-Experiment (SKE) (variație avansată a modelul Kriging), dar include și Algoritm GA, și anume Algoritmul genetic de sortare nedominat II (NSGA II), și EA, în special algoritm multi-criterial bazat pe descompunere (Multi Objective Evolutionary Algorithm based on Decomposition - MOEA/D), aplicați problema de optimizare multi-criteriale, precum și simulările Monte-Carlo.

Optimizarea se efectuează în baza următorului algoritm (Y. Zhang et al. 2014):

- 1. Prin eșantionarea în baza metodei LHD (Latin Hypercube Design-LHD) se obțin punctele (parametri) (DP) arbitrare, folosite ca date de intrare pentru metoda Kriging.
- Se efectuează simularea numerică a unui set de rotoare cu parametri geometrici diferiți folosind CFD. Rezultatele simulărilor și anume: randamentul și NPSHr, sunt criteriile luate ca date de ieșire pentru modelul Kriging.
- Modelul Kriging este constituit din determinarea tipului de regresie şi corelare a modelelor împreună cu paramerii lor. Geometria rotorului din pasul 1 este setată ca date de intrare şi valorile randamentului şi NPSHr din pasul 2 ca date de ieşire.
- 4. Se realizează testarea şi validarea modelului Kriging din pasul 3. Valorile prezise sunt comparate cu cele simulate. Dacă ele coincid, se trece la pasul 5, în caz contrar, se revine la pasul 3 şi se actualizează modelul Kriging.
- La rezolvarea problemei optimizării se folosesc doi algoritmi genetici NSGA II și evolutiv MOEA/D necesare pentru obținerea soluțiilor Pareto.
- 6. Selecția finală se efectuează folosind metoda Taguchi (Robust Design Method), bazată pe simulările Monte-Carlo din mulțimea soluțiilor Pareto pentru a obține soluția optimală.
- 7. Validarea rezultatelor prototip fizic conform geometriei optimizate.



Fig. 1.8. Aplicarea modelului bazat pe Simulările CFD, modelul Kriging, GA și studiu experimental (Y. Zhang et al. 2014)

O aplicație a procesului de optimizare rotor cu rapiditate scăzută este prezentată în lucrarea (Checcucci et al. 2011). De asemenea, se poate menționa că procesul de optimizare bazat pe algoritmi stohastici poate fi aplicat nu doar la optimizarea rotorului pompei (B. Kim et al. 2022; Xu et al. 2017; Y. Wang, Zhou, and Zheng 2023; Shim, Kim, and Choi 2018), ci și la optimizarea aparatului director (difuzor) al unei pompe multietajate. În lucrarea (Wu et al. 2022) este prezentat procesul de optimizare a aparatului director, utilizând ANN-GA, iar în lucrarea (Nguyen and VO 2022) este descrisă și optimizarea volutei corpului pompei.

Aplicarea modelelor de optimizare complexe, formate din mai multe module distincte, deși poate fi benefică grație alegerii elementelor optimale ale procesului de optimizare (nucleu geometric, modul de discretizare, optimizator etc.), are un șir de dezavantaje: aplicarea modelelor complexe de optimizare reprezintă o sarcină dificilă și, deseori, necesită bune cunoștințe în domeniul programării și a tehnologiilor informaționale etc.

În cazul studiului dat a fost aplicat modelul de optimizare format în soft-ul *ANSYS* și nu un model format din mai multe elemente de software de diferită origine, datorită facilitării crieriilor, setării și controlului procesului de optimizare (vezi.3.1).

De asemenea putem menționa că metodele stohastice pot fi aplicate nu numai în procesul de optimizare propriu-zis, ci și în optimizarea topologică a organelor de lucru ale pompelor (Romero and N. Silva 2017; Sá et al. 2018), aplicarea acestor metode fiind o abordare nouă (fig.1.9) și încă nu a trecut din faza cercetărilor științifice în faza aplicărilor industriale.



Fig. 1.9. Topologie optimizată (Romero and N. Silva 2017):
(a) rotor pentru 500 min⁻¹ – fluid newtonian;
(b) non-newtonian

1.4. Concluzii la capitolul 1

În rezultatul cercetărilor efectuate în capitolul 1, au fost stabilite următoarele concluzii:

1. Reieșind din starea actuală a industriei de producere a pompelor din Republica Moldova, se atestă o necesitate semnificativă de modernizare a pompelor centrifuge produse de întreprinderile moldave (Petco 2019).

2. Au fost stabilite direcțiile de modernizare constructiv-funcțională a pompelor centrifuge produse în RM (Petco 2019).

3. Au fost studiate metodele de generare a geometriei organelor de lucru ale pompelor centrifuge: metode clasice bazate pe date empirice, metode de calcul bidimensional și quasitridimensional, precum și metode de calcul bazate pe simulările CFD cuplate cu metode de optimizare (Petco 2021).

4. Au fost identificați algoritmii folosiți în procesul de optimizare a organelor de lucru ale pompelor centrifuge. Au fost comparate metodele directe și stohastice de optimizare. De asemenea, a fost studiată și posibilitatea de aplicare a modelelor de Mashine Learning în soluționarea problemelor de optimizare a pompelor centrifuge (Petco 2021).

În rezultatul studiului stării actuale în domeniul proiectării și a producerii pompelor centrifuge putem confirma actualitatea scopul ales a lucrării și anume: "Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge în special a randamentului pompei și a rezervei de cavitație prin aplicarea simulărilor CFD a curgerii fluidului cuplate cu algoritmi de optimizare."

Pentru realizarea scopului au fost identificate următoarele obiective de bază ale lucrării:

- 1. Stabilirea metodelor de obținere a modelelor geometrice ale organelor de lucru ale pompei centrifuge;
- Studiul considerentelor teoretice privind curgerea fluidului în organele de lucru ale pompei și cercetarea modelelor empirice de obținere a lor;
- 3. Selectarea modelului de parametrizare a geometriei organelor de lucru ale pompei centrifuge;
- 4. Selectarea metodelor de discretizare a modelului geometric;
- 5. Stabilirea modelului matematic al curgerii fluidului în organele de lucru ale pompei centrifuge;
- 6. Selectarea modelului de turbulență a fluxului fluidului;
- 7. Selectarea modelului de cavitație;
- 8. Argumentarea aplicării metodelor numerice de calcul al organelor de lucru ale pompelor centrifuge;
- 9. Formarea metodologiei de optimizare a organelor de lucru ale pompelor centrifuge;
- 10. Validarea rezultatelor aplicării metodologiei prin simulări CFD și teste experimentale.

2. PREZENTAREA METODELOR ANALITICE DE CALCUL AL ORGANELOR DE LUCRU ALE POMPELOR CENTRIFUGE

2.1. Considerente teoretice privind pompele rotodinamice

2.1.1. Clasificarea pompelor rotodinamice

Pompele centrifuge fac parte din clasa mașinilor hidrodinamice (pompelor rotodinamice), al căror principiu de lucru constă în operarea continuă a fluxului fluidului dintre regiunea de intrare și ieșire (Ungureanu 2008).

În funcție de direcția de mișcare a fluxului de fluid în rotor, se pot distinge următoarele tipuri de pompe: (Ciobanu 2008):

- *Pompe radiale* în care fluidul se deplasează print rotor într-o direcție radială, perpendiculară pe axa mașinii (fig.2.1(a-c));
- Pompe diagonale în care mișcarea lichidului prin rotor are loc într-o direcție diagonală față de axa mașinii (fig.2.1(d));
- Pompe axiale în care fluxul fluidului se mișcă în direcție axială paralelă cu axa mașinii (fig.2.1(e)).



Fig. 2.1. Tipuri de rotoare ale pompelor rotodinamice, cu indicarea planului de referință pentru valoarea NPSH conform ISO: (a-b) rotor centrifugal, (c) rotor centrifugal dublu,

(d) rotor diagonal, (e) rotor axial (Sulzer Pumps Ltd 2011)

Pompele cu rotoare radiale și diagonale fac parte din categoria mașinilor centrifuge, iar pompele axiale fac parte din categoria mașinilor turbionare elicoidale.

2.1.2. Particularitățile construcției rotoarelor pompelor centrifuge

Pentru pompa centrifugă este caracteristică forma rotorului (fig. 2.2) format din două discuri profilate, între care se află palete profilate. Rotoarele cu două discuri se numesc închise. Discul cu butuc, prin care se transmite momentul de turație, se numește *coroană*, iar cel curbat se numește *inel*. Se poate menționa că rotoarele, în funcție de destinație (vezi secțiunea 4.2), pot fi

executate semideschise (fără inel), sau deschise (fără coroană și inel) (Anton, L.E.; Baya, A.; Milos, T. & Stuparu, A 2007).

Palele pot fi executate cât axial simetrice fața de axul de rotație a rotorului, atât și profilate. Volumul domeniului dintre două palete consecutive se numește canal rotoric sau canal interpaletar. Suprafața de revoluție ce unește muchiile de intrare ale paletelor se numește suprafața de intrare, iar suprafața de revoluție ce unește muchiile de ieșire se numește suprafața de ieșire (Anton, L.E.; Baya, A.; Milos, T. & Stuparu, A 2007).





În figura 2.3 (a) este reprezentată structura fluxului în rotorul pompei centrifuge. Fluxul fluidului la intrare în rotorul pompei centrifuge se deplasează spre suprafața de intrare a canalelor rotorice. La intrare în canale se poate atesta o recirculație în zona de aspirație a rotorului. La trecerea fluidului în canalele rotorice ale pompei, sub acțiunea rotației rotorului, la interacțiunea lichidului cu rotorul, lichidul este accelerat și se deplasează radial către ieșirea din rotor datorită forței centrifuge. În rotor lichidul primește o energie suplimentară, crescându-i presiunea și deplasându-se spre voluta (sau aparatul director) pompei, de unde este livrat mai departe în sistem.

Complexitatea fluxului fluidului în rotorul pompei duce la pierderea de energie, care poate apărea în interiorul rotorului din cauza frecării și a turbulenței. La ieșirea din rotorul pompei, de asemenea, se atestă o recirculație de refulare la intrarea în voluta corpului pompei. În același timp se atestă și pierderile energetice în zona limbii volutei corpului pompei. De asemenea, din figura 2.3 (b) se poate observa curgerea inversă Qp, deci debitul fluxului la ieșire din rotor Q este mai mic decât cel teoretic (Miloș 2009; Башта, Руднев, и Некрасов 2010). Se poate menționa și faptul că în pompele de tip CH și CMP cu motor capsulat o parte a debitului, de asemenea, revine circuitului secund al motorului electric.

⁴ În desen: Leading Edge (LE) – Meridianul suprafeței de intrare a paletei Trailing edge (TE) – Meridianul suprafeței de ieșire a paletei



Fig. 2.3. a) Schema rotorului pompei (Paresh Girdhar, Octo Moniz, and Steve Mackay 2005),
b) Pierderile debitului în organele de lucru ale pompelor centrifuge (Miloş 2009)

În figura 2.4 este reprezentată schema variației parametrilor de lucru ai unei pompe rotodinamice în funcția de poziția fluidului în pompă. În schemă se poate distinge variația: viteza fluidului v; presiunea fluidului p; înălțimea de pompare teoretică H_t și înălțimea de pompare efectivă H.

Transferul de energie, în cazul clasei date, se realizează prin interacțiunea hidrodinamică dintre flux și rotor cu palete profilate (Ungureanu 2008). Din figura 1.2. și 1.4 se poarte observa că pompele rotodinamice sunt compuse din partea de pompare și partea motorului, diferența fiind în tipul transmisiei momentului de torsiune de la motor la rotor, direct prin arbore, în cazul pompelor centrifuge cu motor capsulat, sau prin cuplaj mecanic, de asemenea sunt prezente și variante de execuție cu cuplaj magnetic.



Fig. 2.4. Variația parametrilor pompei în funcție de poziție (Ciobanu 2008)

Putem observa că principalele pierderi ale eficienței se atestă în zona rotorului. Se poate constata că optimizarea rotorului pompei este primordială, în raport cu optimizarea statorului (volutei corpului pompei, aparatului director etc.). Aceeași situație se atestă la diferite tipuri de rotoare ale pompelor, precum și la pompele multietajate cu mai multe trepte.

2.2. Ecuațiile fundamentale ale pompelor centrifuge

2.2.1. Cinematica particulei de lichid în canalul rotorului pompei centrifuge

În conformitate cu principiul de funcționare a pompelor centrifuge expus în subsecțiunile 1.2.4 și 2.1.2, fluidul este aspirat de rotor din racordul de aspirație a corpului pompei. Nimerind în zona de aspirație a rotorului, lichidul se distribuie în canalele rotorice dintre paletele rotorului. În cazul pompelor centrifuge radiale, fluidul se refulează în voluta corpului sub un unghi de 90° în raport cu axa de rotație, iar, în cazul pompelor centrifuge cu rotor diagonal, sub un unghi care depășește 90°. Deplasându-se prin canalul rotoric, particulele de fluid simultan își exercită mișcarea de rotație impusă de revoluția rotorului și, concomitent, sunt aruncate spre periferia rotorului datorită forței centrifuge, mișcându-se de-a lungul canalelor rotorice (fig. 2.5).





Una dintre principalele caracteristici ale unei pompe centrifuge este dependența sarcinii de pompare de debit. Pentru a determina relația dintre aceste mărimi, se ia în considerare mișcarea lichidului în rotorul pompei. În cel mai simplu caz, se poate considera că particulele de lichid se deplasează în raport cu rotorul și împreună cu rotorul fac mișcare de rotație (Аринушкин и др. 1967). Viteza absolută \vec{v} a lichidului, în raport cu corpul staționar al pompei, se determină prin următoarea relație (Михайлов и Малюшенко 1977):

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}, \tag{2.1}$$

unde: \vec{u} este viteza relativă,

 \vec{w} – viteza de transport.

Репtru descrierea analitică a cinematicii particulelor de lichid în canalele rotorului, se admite că lichidul este ideal, iar rotorul are un număr infinit de palete $(z \rightarrow \infty)$ (Михайлов и Малюшенко 1977). Fluxul fluidului se divizează într-o mulțime infinit de mare de fire elementare de flux. O particulă elementară de lichid va participa concomitent la o mișcare de transport pe o circumferință cu viteza \vec{u} împreună cu rotorul și la o mișcare relativă, de-a lungul paletei, cu viteza \vec{w} .

Descriind mișcarea particulei, putem observa că direcția vectorului vitezei absolute \vec{v} se întoarce treptat în direcția de rotație a rotorului. Viteza absolută \vec{v} poate fi descompusă în două componente: una – pe direcția vitezei de transport *u* și cealaltă – pe direcția perpendiculară pe direcția razei. În urma descompunerii, primim componenta tangențială – $v_u = v \cos \alpha$ și componenta radială – $v_r = v \sin \alpha$, unghiul α fiind unghiul dintre direcția vitezei absolute \vec{v} și viteza de transport \vec{u} .

În cazul când unghiul α este egal cu 90°, atunci cos (90°) = 0 și $v_u = 0$, iar $v_r = v_1$. Rotoarele, la care viteza absolută v_1 este egală cu proiecția ei radială v_r , se numesc rotoare cu intrare radială. La trecerea particulei prin canalul rotoric, crește viteza ei de transport $u = \omega r$, pentru că se mărește raza r, iar viteza relativă w se micșorează, deoarece w = Q/S, adică ea este invers proporțională cu aria canalului. Respectiv S2, aria la meridianul suprafeței de ieșire, trebuie să fie cu mult mai mare decât aria S1, la meridianul suprafeței de intrare (S₂ \gg S₁), de asemenea, și lățimea rotorului la ieșire b2 trebuie să fie mai mică decât la intrare (b₂ < b₁). Componenta radială a vitezei v_m se consideră componentă de debit, ea intră în calculul debitului rotorului pompei (fig. 2.6).



Fig. 2.6. Triunghiuri de viteze (Bordeaşu et al. 2013)

Aplicând relațiile de mai sus în legea continuității, primim (Ciobanu 2008; Михайлов и Малюшенко 1977; 1977):

$$Q = vS = v_{2r}\pi D_2 b_2 = v_{1r}\pi D_1 b_1 = const, \qquad (2.2)$$

unde: b_2 reprezintă lățimea rotorului la ieșire din rotor, *m*, iar

 b_1 este lățimea rotorului la meridianul suprafeței de intrare, m.
2.2.2. Ecuația fundamentală a pompelor centrifuge

Ecuația Euler, numită și ecuația fundamentală a pompelor centrifuge (a turbopompelor), se aplică la studiul mișcării fluidului prin rotorul pompelor centrifuge și axiale (Ciobanu 2008).

Pentru a determina momentul rezultant al forțelor de interacțiune dintre paletele rotorului și curgerea fluidului, este necesar să se cunoască câmpul real de viteze în canalele dintre palete, ceea ce reprezintă o problemă care poate fi rezolvată doar prin aplicarea ecuațiilor Navier-Stokes și nu poate fi rezolvată analitic întru-un caz general. La rândul său, L. Euler a demonstrat că acest moment cu suficientă precizie poate fi determinat, aplicând baza legii de schimbare a momentului de mișcare a fluidului la intrare și la ieșire din rotor.

La deducerea ecuației Euler, se asumă următoarele (Михайлов и Малюшенко 1977):

- lichidul se consideră cu o viscozitate nulă ($\gamma = 0$);
- numărul de palete este infinit de mare $(z \rightarrow \infty)$;
- viteza unghiulară a rotorului se consideră constantă ($\omega = const$);
- prezența unei mișcări relative constante a fluidului în rotor.

Notăm debitul volumic al fluidului firului elementar de flux prin q. Atunci debitul masic al fluxului este: $Q_m = m/t = \rho v/t = \rho q$.

Variația momentului cantității de mișcare pentru un fir de curent este (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977):

$$\Delta M_{f.e.} = \rho q (v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1), \qquad (2.3)$$

unde: ρq este debitul masic de lichid, kg/s;

 v_l – viteza absolută la meridianul suprafeței de intrare, *m/s*;

 v_2 – viteza absolută la ieșire din rotorul pompei, *m/s*;

 α – unghiul dintre viteza absolută v și viteza de transport u.

Variația cantității de mișcare a întregii mase de lichid se obține prin însumarea momentelor elementare ale firelor de curent, considerând ($\Sigma q = Q$) (Михайлов и Малюшенко 1977):

$$\Sigma M_{f.e.} = M = \rho Q \left(v_2 r_2 \cos \alpha_2 - v_1 r_1 \cos \alpha_1 \right). \tag{2.4}$$

Puterea utilă, necesară pentru crearea sarcinii de pompare, în aceste condiții, va fi egală cu (Михайлов и Малюшенко 1977):

$$P = M\omega = \rho g Q H_{t\infty}, \tag{2.5}$$

unde: $H_{t\infty}$ este sarcina teoretică de pompare la rotor cu un număr infinit de palete, *m*, iar ω – viteza unghiulară a rotorului, *s*⁻¹.

Din relația (2.5), ținând cont că $v_2 cos a_2 = v_{u2}$, iar $v_1 cos a_1 = v_{u1}$, sarcina teoretică de pompare la rotor cu un număr infinit de palete va fi egală:

$$Ht\infty = \frac{\omega}{g} (r_2 v_{u2} - r_2 v_{u1}).$$
(2.6)

2.2.3. Influența unghiurilor paletei rotorului pompei centrifuge asupra sarcinii de pompare

Din ecuația lui Euler (2.4) rezultă că valoarea maximă a sarcinii teoretice H_t de pompare este posibilă pentru unghiul $\alpha = 90^\circ$, când $v_m = 0$:

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} u_2 v_2 \cos\alpha = \frac{1}{g} u_2 v_{u2}.$$
 (2.7)

Cu valoarea unghiului $\alpha_1 = 90^\circ$ se determină valoarea unghiului β_1 dintre viteza relativă *wl* și de transport *ul*. Din triunghiul de viteze de la intrare:

$$tg\beta_1 = \frac{v_{m1}}{u_1 - v_{u1}} = \frac{v_1 \sin\alpha_1}{u_1 - v_1 \cos\alpha} = \frac{v_1}{u_1}.$$
 (2.8)

Pentru unghiul de ieșire al paletei există trei posibilități (fig. 2.7.) (Ciobanu 2008):

a) $\beta_l < 90^{\circ}$ palete înclinate înapoi, în raport cu sensul de rotație;

b) $\beta_l = 90^{\circ}$ palete cu ieșire radială;

c) $\beta_l > 90^\circ$ palete înclinate înainte, în raport cu sensul de rotație.



2.3. Similitudinea pompelor centrifuge

Teoria similitudinii turbomașinilor pune bazele încercărilor pe modele și permite normalizarea și construcția în serie a turbomașinilor cu caracteristici hidrodinamice determinate anterior. Două sau mai multe mașini hidraulice sunt complet asemenea dacă îndeplinesc simultan condițiile de asemănări geometrice, cinematice și dinamice (Miloș 2009). Similitudinea hidromecanică include (Ciobanu 2008):

- similitudinea geometrică (rugozitatea canalelor rotorului modelului și naturii, de asemenea, trebuie să varieze la o scară liniară);
- similitudinea cinematică (particulele omoloage trebuie să parcurgă drumuri similare sub unul și același unghi și în aceleași intervale de timp, având aceleași rapoarte pentru model și pentru natură);
- similitudinea dinamică (direcția și scara forțelor, care acționează asupra particulelor, trebuie să fie aceleași).

2.3.1 Similitudinea geometrică

Dacă modelul rotorului și rotorul natură au aceeași formă a inelului și a coroanei, se poate efectua raportare a dimensiunilor elementelor și aceste rapoarte pot fi numite scări geometrice (Ломакин А.А. 1966):

$$\lambda_g = \frac{D_{2n}}{D_{2m}} = \frac{b_n}{b_m} = \frac{r_n}{r_m} = \dots = \frac{l_n}{l_m} = const,$$
 (2.9)

unde : D_{2n} și D_{2m} este diametrul exterior al rotorului natură și model, mm;

 b_n și b_m – lățimea rotorului natură și model, *mm*;

 r_n și r_m – dimensiuni radiale omoloage pentru rotor natură și model, mm;

 l_n și l_m – dimensiuni liniare omoloage pentru natură și model, *mm*.

Pentru similitudinea geometrică a două rotoare model și natură, se cere egalitatea unghiurilor care determină forma paletelor β și același număr de palete z.

2.3.2. Similitudinea cinematică

Condițiile de similitudine cinematică presupun asemănarea triunghiurilor de viteze (fig. 2.8). Pentru scara vitezelor reactive w, a vitezelor de transport u și a vitezelor absolute v este dată următoarea relație (n-natură; m-modelul):

$$\lambda_c = \frac{v_n}{v_m} = \frac{w_n}{w_m} = \frac{u_n}{u_m} = const,$$
(2.10)

unde: n reprezintă rotorul natură, iar m este cel model.



Fig. 2.8. Similitudinea triunghiurilor de viteze (Ciobanu 2008)

Din figura 2.8. putem observa că unghiurile dintre viteza absolută *v* și viteza de transport *u*, precum și unghiurile palelor $\alpha_n = \alpha_m$, $\beta_n = \beta_m$.

Vitezele de transport sunt:

$$v_n = \omega_n R_{2n} = \frac{\pi n_n}{30} \cdot \frac{D_{2n}}{2} = \frac{\pi n_n D_{2n}}{60}, \qquad v_m = \frac{\pi n_m D_{2m}}{60}.$$

Raportând valorile v_n la v_m obținem valoarea scării cinematice:

$$\lambda_c = \frac{\nu_n}{\nu_m} = \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{D_{2n}}{D_{2m}}.$$
(2.11)

Substituind relația (2.9) în (2.11), obținem următoare relație:

$$\lambda_c = \frac{n_n}{n_m} \lambda_g \tag{2.12}.$$

2.3.3. Aplicarea relațiilor de proporționalitate

Complexitatea fenomenelor care apar la mașinile hidraulice, variabilitatea în ceea ce privește forma, dimensiunea și caracteristicele pompei, de asemenea, complexitatea tehnologiei de fabricație și costul ridicat fac necesară testarea performanței mașinilor hidraulice. Astfel se examinează mașinile din laborator, modelele mici, pe geometria cărora se verifică componentele reale ale mașinii (Ciobanu 2008).

Parametrii de bază ai rotoarelor pompelor centrifuge, obținuți în încercările normale pe modele (Șaragov, I. 2001), pot fi recalculați și pentru pompele natură, care sunt geometric similare cu acestea. Pompele natură au dimensiuni mai mari decât modelul.

Formulele de proporționalitate ((2.13), (2.14) și (2.15)) (Ломакин А.А. 1966.; Михайлов и Малюшенко 1977) se utilizează în proiectarea pompelor noi pentru recalcularea caracteristicilor lor energetice:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{n_1}{n}$$
 (2.13); $\frac{H_1}{H} = \frac{n_1^2}{n^2}$ (2.14); $\frac{P_1}{P} = \frac{n_1^3}{n^3}$ (2.15),

unde: Q și Q_1 este debitele la turația n și la turația n_1 , m3/s;

H și H_1 – sarcinile la turația n și la turația n_1 , m;

P și P₁ – puterile la n și la turația n_1 , W.

2.4. Rapiditatea pompelor centrifuge

2.4.1. Influența rapidității pompelor centrifuge asupra geometriei rotorului

Elementele geometrice principale ale rotoarelor pompelor centrifuge depind de funcțiile caracteristice, obținute din condiții de similitudine: turația specifică ns (rapiditatea), turația caracteristică n_0 și numărul caracteristic K. Aceste mărimi fac legătura între o anumită geometrie a rotorului pompei și parametrii săi energetici: debitul Q; sarcina de pompare H; turația n. Turația specifică n_s și turația caracteristică n_0 au dimensiunea min^{-1} , iar numărul caracteristic K este adimensional. Relația de calcul al n_s , n_0 și K este:

$$\mathbf{n}_{s} = \frac{n\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (2.16); \qquad \mathbf{n}_{0} = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^{3}}} \quad (2.17); \qquad K = 2\pi n^{2} \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{(gH)^{3}}} = \frac{\mathbf{n}_{0}}{53} \quad (2.18),$$

unde: *n* este numărul de rotații al rotorului pompei, *rot/min*;

Q debitul volumic al pompei la funcționarea ei în regim optim, m3/s;

- H sarcina de pompare la regimul optim, m;
- n' viteza unghiulară, 1/s;
- P puterea utilă a pompei, W, kW.

Din relația (2.19) se observă că, pentru Q = const și H = const, numărul caracteristic K variază direct proporțional cu turația. Expresia de legătură a coeficientului turației specifice K cu parametrii geometrici principali ai rotorului pompei centrifuge este dată în lucrarea lui Ovsyannikov (Овсянников 1960):

$$n_{s} = 3,65 \frac{60}{\sqrt{\pi}} \left(\frac{g}{\eta_{H}}\right)^{\frac{3}{4}} \frac{\frac{D_{1}}{D_{2}} \sqrt{\frac{b_{1}}{b_{2}} \operatorname{tg} \beta_{1} (1+p)^{\frac{3}{4}}}}{\left[1 - \left(\frac{D_{1}}{D_{2}}\right)^{2} \cdot \frac{b_{1}}{b_{2}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta_{1}}{\operatorname{tg} \beta_{2}}\right]^{\frac{3}{4}}},$$
(2.19)

în care: η_{H} este randamentul hydraulic al pompei;

 D_1 și D_2 – diametrele la intrare pe paletă și la ieșire de pe ea, mm;

 β_1 și β_2 – unghiurile la intrare și la ieșire de pe paletă;

 b_1 și b_2 – lățimea la intrare în rotorul pompei și respectiv la ieșire din el.

2.4.2. Clasificarea pompelor centrifuge după parametrul de rapiditate

Forma rotorului pompelor centrifuge depinde de rapiditatea pompei ns, n, K (tabelul 4.1).

La rapidități *ns* mari raportul diametrului rotorului D_2 la diametrul de intrare D_0 se micșorează, iar lățimea rotorului se mărește.

În tabelul 2.1, este prezentată clasificarea pompelor centrifuge în dependență de coeficientul de rapiditate și de forma rotorului.

Tabelul 2.1. Clasificarea pompelor centrifuge în funcțiede coeficientul de rapiditate și tipul rotorului (Anton, L.E.; Baya, A.; Milos, T. și

Tipul		Pompa avială				
pompei	lent	normal	rapid	diagonal	i ompa axiala	
Forma în secțiunea meridiană a rotorului						
k	0,2 - 0,4 0,4 - 0,8 0,8 - 1,55		0,8 - 1,55	1,55 - 2,6	2,6 - 6,2	
ns	40 - 80	40 - 80 80 - 140 140 - 300		300 - 600	600 - 1800	
n _q	11 - 22 22 - 41		41 - 82	82 - 135	135 - 330	
Forma caracte- risticilor pompei	P Q Q		er Q	P H P Q Q		

Stuparu, A 2007; Sulzer Pumps Ltd 2011; Ломакин А.А. 1966)

2.5. Determinarea parametrilor principali ai pompei centrifuge

Pentru a descrie funcționarea pompelor centrifuge într-un sistem hidraulic, trebuie să avem în vedere următorii parametri principali care definesc performanța și caracteristicile acestor mașini: debitul volumic Q; sarcina de pompare H (înălțimea de pompare); puterea utilă a pompei P_U și puterea consumată P; randamentul global η (randamentul volumic η_V , randamentul hidraulic η_H și randamentul mecanic η_m); rezerva de cavitație Δh (critică Δh_{cr} și cea admisibilă Δh_{adm} sau NSPH3 și NSPHr); turația pompei n.

2.5.1. Măsurarea debitului pompei

Conform ISO 17769-1:2012 (International Organization for Standardization 2012), debitul Q vehiculat de un agregat de pompare se clasifică în:

— Debitul volumic refulat Q (Volume rate of flow), este cantitatea de lichid V pompată în unitatea de timp t, măsurată la flanşa de refulare. Pentru măsurarea debitelor în stațiile de pompare se utilizează debitmetrele şi contoarele (International Organization for Standardization 2022; Ломакин А.А. 1966):

$$Q = \frac{V}{t} ; (2.20)$$

- Debitul volumic aspirat Q_a , reprezintă debitul măsurat la flanșa de aspirație a pompei;
- Debitul volumic optim Q_{opt}, este debitul care corespunde randamentului maxim la turația nominală a pompei, adică la BEP – Best Effective Point, punctul în care pompa funcționează la eficiență maximă;
- Debitul volumic nominal Q_N , reprezintă debitul folosit la proiectarea pompei, care corespunde turației și sarcinii de pompare nominale;
- Debitul maxim Q_{max} și debitul minim Q_{min} , care sunt debitele limită la care pompa funcționează în regim de lungă durată. Deseori, la construirea curbelor caracteristice ale pompelor centrifuge (vezi secțiunea 2.8), în calitate de valori de reper se iau debitul maxim Q_{max} , debitul nominal Q_N și debitul minim Q_{min} .
- Debitul masic: Masa de lichid care trece prin flanșa racordului de refulare a pompei pe unitatea de timp (Башта, Руднев, и Некрасов 2010):

$$Q_m = Q\rho = \rho v S.$$

2.5.2. Măsurarea sarcinii de pompare

Conform principiului de funcționare pompelor centrifuge expus în subsecțiunea 1.2.3, pompele centrifuge asigură circularea fluidului de pe racordul de aspirație la cel de refulare, modificându-i presiunea grație interacțiunii fluidului cu organele de lucru ale pompei (fig. 2.9).



Fig. 2.9. Măsurarea sarcinii de pompare

Această caracteristică a pompei se numește sarcină de pompare. Sarcina de pompare H (sau înălțimea de pompare) reprezintă diferența dintre sarcina totală (energia specifică totală) la ieșirea

din pompă $H_2 = z_2 + \frac{P_2}{\rho_g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$ și sarcina totală (energia specifică totală) la intrarea în ea $H_1 =$ $z_1 + \frac{P_2}{aa} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2a}$ (Ungureanu 2008; International Organization for Standardization 2012):

$$H = H_2 - H_1$$

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g},$$
(2.21)

unde: z_2 și z_1 sunt înălțimea de poziție sau cotă geodezică (geometrică) ale centrelor de greutate ale secțiunilor de ieșire și intrare în pompă (sarcini geometrice);

 $\frac{p_2}{\rho q}$ și $\frac{p_1}{\rho q}$ – înălțimi de presiune (sarcinile piezometrice) corespunzătoare acestor secțiuni, aici presiunile p_1 *și* p_2 fiind absolute;

 $\frac{\alpha_1 v_1^2}{2a}$ și $\frac{\alpha_2 v_2^2}{2a}$ – înălțimile cinetice în aceste secțiuni (sarcini cinetice).

Valorile vitezelor medii v₁ și v₂ se determină din ecuația de continuitate pentru lichide (Ideen Sadrehaghighi 2022; Башта, Руднев, и Некрасов 2010):

$$Q = v_1 S_1 = v_2 S_2 = const, (2.22)$$

(2.23)

unde: S_1 și S_2 sunt ariile secțiunilor în care se măsoară presiunile p_1 și p_2 .

Densitatea lichidului $\rho = \frac{m}{V}$ (kg/m³), la testarea pompei, se precizează în raport cu temperatura lichidului, măsurată cu termometrul la intrare în racordul de aspirație (vezi subsectiunea 4.3.10).

Coeficienții Coriolis α_1 și α_2 descriu distribuția vitezelor în secțiunea transversală, valoarea cărora este cuprinsă în general între $\alpha = 1,05 \div 1,1$ pentru mișcarea turbulentă și $\alpha = 2$ pentru miscarea laminară (Ungureanu 2008).

Sarcina de pompare H se măsoară în metri coloană de lichid pompat (International Organization for Standardization 2012). În cazul testărilor pompelor, testările (vezi exemplul din subsecțiunea 4.3.10) se efectuează pe apă. Presiunea pompei reprezintă produsul sarcinii de pompare H și a greutății specifice γ :

$$p = \gamma h = \rho g H$$

sau

 $p = \rho g \left[\left(z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} \right) - \left(z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} \right) \right].$ Schema tipică de testare a pompei centrifuge este prezentată în figura 2.6. În cazul dat, în relația (2.2), presiunile p_2 și p_1 trebuie luate absolute, deoarece manometrul și vacuummetrul măsoară presiuni relative.

Pentru schema prezentată în figura 2.10, presiunile p_2 și p_1 reprezintă :

$$p_2 = p_m + \rho g h_{m-2} + p_a \tag{2.24}$$

$$p_1 = p_b - p_v , \qquad (2.25)$$

unde: p_b este presiunea barometrică, Pa;

și

 p_m – presiunea indicată de manometru, Pa;

 p_v – presiunea indicată de vacuummetru, Pa.

 h_{m-2} - distanța (pe verticală) de la robinetul cu trei căi, la care este unit manometrul, până la centrul secțiunii 2, m. Trebuie de menționat că secțiunea 2 se plasează la 1,5÷2 d, diametre ale racordului de refulare. De asemenea, putem observa că termenul ρgh_{m-2} este presiunea gravitațională creată de coloana de lichid cu înălțimea, m.

Substituind relațiile (2.24) și (2.25) în ecuația (2.21) se obține sarcina de pompare pentru schema data:

$$H = \frac{p_m}{\rho g} - \frac{p_v}{\rho g} + h + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g},$$
(2.26)

unde $h = z_2 + h_{m-2} - z_1$ este distanța pe verticală între axa robinetului cu trei căi a manometrului și punctul de conectare a vacuummetrului la conductă.

De obicei presiunea este mai mare decât presiunea atmosferică, în acest caz presiunea absolută $p_2 = p_{ap} + p_b$, unde p_{ap} – presiunea manometrică indicată de aparatul piezoelectric.



Fig. 2.10. Schema instalației de pompare

La intrarea în racord de aspirație, presiunea poate fi mai mică decât presiunea atmosferică. În acest caz presiunea absolută va fi $p_1 = p_b - p_{ap}$, iar dacă presiunea va fi mai mare decât cea atmosferică, atunci $p_1 = p_b + p_{ap}$.

2.5.3. Determinarea turației pompei

Determinarea turației pompei reprezintă una din caracteristicele principale ale pompei. În cazul pompei centrifuge – monobloc, rotorul ei este montat pe capătul arborelui motorului electric, deci turația rotorului pompei este aceeași ca și turația motorului electric $n = n_m$.

În cazul dacă pentru transmiterea momentului de la arborele motorului electric la arborele pompei se utilizează o transmisie, turația rotorului pompei *n* se calculează după următoarea relație:

$$n = \frac{n_m}{i}, \qquad (2.27)$$

unde: n_m (min⁻¹) reprezintă turația motorului electric, iar *i* este raportul de transmitere.

Turația poate fi măsurată prin calcularea numărului de rotații pe o anumită perioadă de timp. De obicei, acest lucru se face folosind un tahometru cu citire directă, un generator tahometru de curent continuu sau alternativ. De asemenea, pentru calculul turației rotorului poate fi utilizat contor optic sau magnetic sau poate fi utilizat tahometru stroboscopic (International Organization for Standardization 2012).

Pentru pompele în care măsurarea directă a vitezei nu este posibilă din punct de vedere tehnic, de obicei, este suficientă verificarea frecvenței și tensiunea. De asemenea, în stabilirea turației poate fi aplicată măsurarea prin calculul frecvenței vibrațiilor. La rândul său, pentru pompe cu un motor cu curent alternativ, turația poate fi setată prin monitorizarea frecvenței curentului electric (International Organization for Standardization 2012).

2.5.4. Determinarea puterii pompei

Puterea utilă a pompei Pu (puterea hidraulică stabilită la ieșire din racordul de refulare) reprezintă energia potențială obținută de lichid, E=mgH, la ieșirea din pompă, în unitatea de timp t, (International Organization for Standardization 2012):

$$P_u = \frac{E}{t} = \frac{mgH}{t} = \frac{\rho V g H}{t} = \rho g Q H, \qquad (2.28)$$

unde: Q este debitul fluidului măsurat la racord de refulare, m/s;

H – înălțimea coloanei lichidului, m;

m – masa lichidului, kg.

2.5.5. Stabilirea randamentului pompei

Randamentul pompei η reprezintă raportul puterii utile $Pu = \rho g Q H$ și puterea furnizată P și poate fi reprezentată prin următoarea relație (Михайлов и Малюшенко 1977):

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{\rho g Q H}{P}.$$
(2.29)

Pierderile în pompa centrifugă sunt împărțite în cele hidraulice, volumetrice și mecanice, randamentul părții de pompare fiind calculat prin:

$$\eta_{p,m} = \eta_m \eta_h \eta_\nu \tag{2.30}$$

Pierderi hidraulice. Constituie primul tip de pierdere a energiei într-o pompă și reprezintă pierderea energetică cauzată de depășirea rezistenței hidraulice la mișcarea fluxului în organele de lucru ale pompei (Башта, Руднев, и Некрасов 2010). Ele pot fi împărțite condiționat în două categorii: pierderi prin frecare în timpul mișcării fluidului în canalele părții de curgere a pompei și pierderi datorate formării de vârteji asociați cu separarea fluxului atunci când curge în jurul diferitelor elemente ale părților de lucru ale pompei (Михайлов и Малюшенко 1977). Pierderile hidraulice apar datorate forțelor de frecare din interiorul lichidului, formării zonelor cu turbulență sporită, varierii direcției fluxului și a varierii ariei și a formei secțiunii canalelor organelor de lucru și pierderilor cauzate din cauza desprinderii fluxului de la pereții canalelor rotorice al rotorului.

Randamentul hidraulic η_h al unei pompe centrifuge denotă eficiența cu care o pompă transformă energia mecanică furnizată de motor electric în energia hidraulică a fluidului pompat (Ломакин А.А. 1966; Ciobanu 2008; Башта, Руднев, и Некрасов 2010; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$\eta_h = \frac{H_t - \Sigma h}{H_t},\tag{2.31}$$

unde: H_t este sarcina teoretică a pompei, m;

 Σh – suma pierderilor hidraulice, m.

La determinarea preventivă a randamentul hidraulic η_h , se folosește un șir de relații empirice. În lucrarea (Михайлов и Малюшенко 1977), este expusă următoarea relație logaritmică:

$$\eta_h = 0,7 + 0,0835 lg D_q,$$

unde: parametrul $D_q = 4\sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$ reprezintă diametrul nominal.

Pierderile volumice apar în ajustajele dintre piesele rotative și cele staționare, în care apar scurgeri de lichid, care reduc debitul pompei. Pierderile volumice în pompă deseori sunt legate de întoarcerea la zona de aspirație a unei părți din lichid din zona de refulare a rotorului (fig.2.3 (b)). Pentru a reduce la minimum fluxul de scurgeri datorită diferențelor de presiune, ajustajul dintre rotor și corpul pompei se micșorează maximal (Михайлов и Малюшенко 1977).

Randamentul volumic η_v al unei pompe centrifuge denotă eficiența de transportare a fluxului fluidului. El este egal cu raportul debitului real al pompei Q, la cel ideal Q_i (Ломакин

А.А. 1966; Ciobanu 2008; Башта, Руднев, и Некрасов 2010; Аринушкин и др. 1967; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$\eta_{\nu} = \frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + Q_P}, \qquad (2.32)$$

unde : Q_p este debitul pierdut (vezi subsecțiunea 2.1.2), m^3/s .

La determinarea prealabilă a randamentului volumic η_v se folosește următoarea relație (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977):

$$\eta_{v} = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot n_{s}^{-\frac{2}{3}}}.$$

Pierderile mecanice se datorează frecării lagărelor, etanșărilor arborelui și frecării suprafeței exterioare a rotoarelor cu lichidul (frecarea discurilor) (Ciobanu 2008; Башта, Руднев, и Некрасов 2010). Un șir de autori divizează pierderile mecanice în cele interne și cele externe (Михайлов и Малюшенко 1977):

- Pierderile mecanice exterioare depind de dimensiunile arborelui, de tipul de etanşări la capăt și de viteza de rotație a rotorului. Pierderile externe sunt considerate a fi pierderi mecanice în garnituri, inclusiv presgarniturilor, lagărelor de alunecare și a pivoturilor.
- Pierderile mecanice interne reprezintă pierderi prin frecarea hidraulică a discurilor (inelului și a coroanei). Pierderi prin frecarea hidraulică a discurilor sunt tipice pentru pompele centrifuge, fiind pierderi de energie datorate frecării fluidului pe suprafețele exterioare ale rotorului. La pompele centrifuge de putere medie și mare, pierderile pe disc sunt principalul tip de pierderi mecanice (Михайлов и Малюшенко 1977).

Randamentul mecanic η_m al pompei centrifuge reprezintă raportul dintre puterea livrată de motor și puterea utilă a pompei (Ломакин А.А. 1966; Ciobanu 2008; Башта, Руднев, и Некрасов 2010; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$\eta_m = \frac{P_M - \Delta P}{P_M} = 1 - \frac{\Delta P}{P_M}.$$
 (2.33)

La determinarea preventivă a randamentului mecanic (interne) η_m se folosește următoarea relație (Михайлов и Малюшенко 1977):

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{820}{{n_s}^2}}$$

Pentru pompele centrifuge cu motor capsulat de tip CH și CMP, unde partea de pompare și motorul electric sunt uniți prin arbore, randamentul total al pompei este produsul randamentelor părții de pompare și a motorului electric:

$$\eta = \eta_{p.m.} \cdot \eta_{m.e.} = \eta_m \eta_h \eta_v \cdot \eta_{m.m.} \eta_{e.m.}, \qquad (2.34)$$

unde: $\eta_{m.m.}$ reprezintă randamentul mecanic al motorului electric,

 $\eta_{e.m.}$ este randamentul electro-magnetic al motorului electric al pompei.

2.5.6. Calculul înălțimii de aspirație a pompei centrifuge

Înălțimea de la suprafața liberă a lichidului din rezervorul de aspirație până la centrul de greutate al flanșei de aspirație a pompei se numește înălțime geometrică de aspirație $H_{g.a}$. Diferența de energie specifică din secțiunea de aspirație și secțiunea de refulare asigură mișcarea lichidului prin conducta de aspirație spre rotorul pompei. Înălțimea geometrică de aspirație se măsoară în mod diferit în funcție de tipul, poziția în funcționare a pompei (fig. 2.11). Înălțimea geometrică de aspirație aspirație de aspirație și secțiunea de refulare asigură mișcarea lichidului prin conducta de aspirație spre rotorul pompei.



Fig. 2.11. Schema determinării înălțimii de aspirație a pompei

La etapa de proiectare se calculează înălțimea geometrică de aspirație, iar în procesul de exploatare ea se verifică, astfel ca să se evite fenomenul de cavitație cu efectele ei negative asupra pompei (v.p. 5.3 și 5.4).

Calculul înălțimii geometrice de aspirație (fig. 2.11) se face cu relația lui Bernoulli scrisă pentru suprafața liberă din rezervorul de aspirație și planul de referință al pompei

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g}, \qquad (2.35)$$

unde: z1 și z2 sunt înălțimi de poziție, m;

 $\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_{bar}}{\rho g} - \hat{n} \check{a} I ; imea piezometrică corespunzătoare presiunii locale, m;$ $p_{bar} = f(A, \varphi), A - altitudinea și \varphi - latitudinea localității în care va funcționa pompa dată;$

 $\frac{p_2}{\rho g} = \frac{p_{v.s.}}{\rho g}$ – echivalentul presiunii de vaporizare;

v1 și v2 – vitezele medii în aceste secțiuni, se calculează cu relația continuității,

 $Q = v_1 S_1 = v_2 S_2$, pentru raportul $S_1/S_2 > 4$, viteza v_1 este neglijabilă, iar $v_2 = v = Q/S$;

 λ – coeficientul pierderilor de sarcină liniare, depinde de numărul Reynolds și de rugozitatea relativă;

l – lungimea conductei de aspirație;

d – diametrul ei.

Numărul lui Reynolds se calculează cu relația:

$$Re = \frac{vd}{v},\tag{2.36}$$

unde: ν este viscozitatea cinematică.

Cavitația reprezintă un fenomen fizic care are loc în zona de curgere a organelor de lucru ale pompelor. Fenomenul apare preponderent în locurile înguste, în care viteza lichidului crește, iar presiunea lichidului scade la presiunea de saturație a lichidului pompat.

Pentru a evita cavitația în pompă, nu trebuie admisă scăderea presiunii absolute la intrare în pompă până la presiunea de vaporizare, $p_2 > p_{v.s} = f(t^{\circ}C)$ (vezi anexa 2). Din relația (5.1) se exprimă diferența $z_2 - z_1 = H_{g.a.} = H_{g.a.}^{cr} -$ înălțimea critică de aspirație,

$$H_{g.a.}^{cr} = \frac{p_{bar}}{\rho g} - \frac{p_{v.s.}}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} + \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g}.$$
 (2.37)

Din relația (2.37) se observă că înălțimea geometrică de aspirație critică $H_{g.a.}^{cr}$ este cu atât mai mare cu cât este:

- mai mare presiunea barometrică, care este în funcție de altitudinea A și latitudinea φ ;
- mai mică presiunea vaporilor saturației lichidului pompat, această presiune este mai mică la temperaturi scăzute;
- mai mică viteza $v=4Q/\pi d^2$, deci la aspirație se recomandă de pus conducte cu diametru mai mare decât la refulare, considerând debitul cerut;
- mai mică lungimea conductei l;
- mai mic coeficientul pierderilor de sarcini liniare λ , el depinde de numărul *Re* și de rugozitatea pereților conductei de aspirație. λ este mai mic pentru rugozități mici și numere *Re mari;*
- mai mică pierderea de sarcină în rezistențele hidraulice locale.

2.5.7. Stabilirea rezervei de cavitație (NPSHr⁵)

Cavitația reprezintă un fenomen fizic, care are loc în zona de curgere a organele de lucru ale pompelor. Fenomenul apare preponderent în locurile înguste, în care viteza lichidului crește, iar presiunea lichidului scade la presiunea de saturație a lichidului pompat. Un factor crucial în proiectarea pompei este evitarea cavitației cât din cauza obținerii unui randament sporit, atât și din cauza deteriorării organelor de lucru ale pompei (Dixon and Hall 2014).

Pentru a nu provoca fenomenul de cavitație în pompele centrifuge, nu trebuie de admis scăderea presiunii absolute la intrare în pompă până la presiunea vaporilor saturați, la temperatura dată a lichidului în legătură cu aceasta trebuie de avut o rezervă de cavitație Δh , care reprezintă o depășire a energiei specifice la intrare în pompă *Ei* față de energia specifică ce corespunde presiunii vaporilor saturați $p_{v.s}$, a lichidului transportat la temperatura dată (Ломакин А.А. 1966):

$$\Delta h = E_i - \frac{p_{v.s.}}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_{v.s.}}{\rho g},$$
(2.38)

unde: p_1 este presiunea absolută la intrare în rotor;

v – viteza la intrare în rotorul pompei.

În momentul critic, când apare cavitația, adică presiunea absolută $pl \le p_{v.s}$, rezerva de cavitație se numește critică ($\Delta h_{cr.}$)

Pentru a asigura funcționarea pompei în regim fără cavitație se introduce rezerva admisibilă de cavitație Δh_{adm}

$$\Delta h_{adm} = \varphi \Delta h_{cr}, \qquad (2.39)$$

unde: φ este coeficientul rezervei de cavitație $\varphi = 1, 15 \dots 1, 4$ (Михайлов и Малюшенко 1977).

Pentru pompele centrifuge rezerva critică de cavitație poate fi calculată cu relația lui Rudnev (Михайлов и Малюшенко 1977):

$$\Delta h_{cr} = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{c}\right)^{\frac{4}{3}},\tag{2.40}$$

unde: *n* este numărul de rotații ale pompei, *rot/min (min-1*);

Q – debitul volumic, m^3/s ;

c - coeficientul cavitațional al rapidității.

Deși notarea Δh_{adm} și Δh_{cr} este o notare tradițională în zona est-europeană și se mai utilizează în surse bibliografice (Ломакин А.А. 1966; Ивановский и др. 2015), deseori notarea americană, și anume NPSHr (Net Positive Suction Head required) și NPSH3 ('ANSI/HI2017'

⁵ Conform terminologiei adoptate ISO

2017), devine deja o notare standard, indicată și în SM GOST ISO 9906-2015 – Pompe rotodinamice. Testări hidraulice (Межгосударственный Совет по стандартизации, метрологии и сертификации 2015), valabil în prezent pe teritoriul RM. În capitolul 4, pentru descrierea cavitației a fost folosită varianta americană a notării.

2.6. Reprezentarea curbelor caracteristice ale pompelor centrifuge

Pentru alegerea și urmărirea funcționării unei pompe dintr-o instalație de pompare este necesar de a cunoaște dependențele dintre parametrii ei principali: sarcina de pompare H sau presiunea pompei p; puterea pompei P; randamentul global al pompei η ; rezerva admisibilă de cavitație Δh_a sau *NPSHr* de debit al pompei Q. Determinarea acestor dependențe pe cale teoretică nu asigură o precizie suficientă, deoarece, în timpul funcționării pompei, acești parametri sunt variabili și depind de mulți factori, evidența cărora este dificilă, de aceea se preferă obținerea lor prin metode experimentale pe stand. Curbele caracteristice pentru pompă de serie model CH 6,3/20-1,1-2 studiate în secțiunea 2.7-2.8, precum și în secțiunea 4.1 este prezentată în anexă.

2.7. Calculul dimensiunilor principale pentru pompele centrifuge

Pentru proiectarea rotorului pompei centrifuge (fig 2.13) sunt necesare datele inițiale: tipul lichidului cu care va lucra pompa și temperatura lui, agresivitatea față de piesele pompei, acționarea pompei etc.

Parametrii necesari pentru calculul hidraulic al dimensiunilor principale ale rotorului pompei centrifuge sunt: debitul Q, sarcina H (sau presiunea p) și turația rotorului n sau Q, sarcina H și rezerva de cavitație Δh .



Fig. 2.13. Schema secțiunii meridiane a rotorului pompei (Gülich 2020)

Stabilim tipul de pompă în funcție de turația specifică corespunzătoare (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977):

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}},$$
(2.41)

unde: *n* este turația rotorului, rot/min;

Q – debitul pompei la ieșire din pompă, m³/s;

H – sarcina de pompare, m.

Calculăm randamentul η după următoarea formulă:

$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_v , \qquad (2.42)$$

unde : η_h este randamentul hidraulic;

 η_v – randamentul volumic;

 η_m – randamentul mecanic.

Limitele recomandate ale randamentului sunt (Михайлов и Малюшенко 1977):

— pentru pompe de gabarit mare $\eta = 0.65...0.88$;

– pentru pompe de gabarit mic $\eta = 0,45...0.55$.

Debitul teoretic Q_t și sarcina teoretică H_t se determină cu relațiile (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$Qt = \frac{Q}{\eta_{\nu}}, \qquad Ht = \frac{H}{\eta_{H}}.$$
 (2.43, 2.44)

Puterea pe arborele pompei se calculează cu relația (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$P = \frac{\rho g Q H}{\eta}.$$
 (2.45)

Diametrul arborelui se calculează (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др.. 2015) cu relația (fig. 2.13):

$$d = 170 \sqrt[3]{\frac{P}{\pi \tau_{cr}}}.$$
(2.46)

unde: P este puterea pompei, W;

n – turația rotorului, min-1;

 τ_{cr} – tensiunea admisibilă la răsucire, $\tau_{cr} = 2000$ N/cm², se iau cu rezervă.

Diametrul butucului (bucșei) rotorului cu relația (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$d_n = d(1,25 \div 1,5). \tag{2.47}$$

Viteza la intrare în pompa centrifugă se adoptă $v_0 = 1 \div 5 m/s$

$$v_0 \approx 0.06 \sqrt[3]{Qn^2}.$$
 (2.48)

Calculăm diametrul de intrare în rotor D₀ din relația ce rezultă din ecuația de continuitate a fluxului fluidului (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \eta_v v_0} + d^2}.$$
 (2.49)

Stabilim prealabil diametrul de așezare a muchiei de intrare a paletei:

$$D_1 = D_0 + (2+10)mm. (2.50)$$

Stabilim viteza de transport la intrarea pe paleta rotorului :

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$
 (2.51)

Calculăm viteza absolută la intrarea pe paletă :

$$v_1 = \frac{v_0}{\psi_1},$$
 (2.52)

unde: ψ_1 este coeficientul de contracție a curentului de lichid de către paletă :

$$\psi_1 = 1 - \frac{z \cdot \frac{\delta_1}{\sin\beta_{1l}}}{\pi D_1}.$$
(2.53)

Pentru calcule preliminare se ia (Михайлов и Малюшенко 1977): $\psi_1 = 0.75$ pentru pompe mici și $\psi_1 = 0.90$ pentru pompe mari. Se ia $v = v_{1m}$ pentru intrarea fără șoc $\alpha_1 = 90^\circ$.

Lățimea paletei la intrare în rotor se ia:

$$b_1 = 1 - \frac{Q}{\psi_1 \pi D_1 \nu_{1m}}.$$
 (2.54)

Stabilim unghiul paletei la meridianul suprafeței de intrare:

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{v_{1r}}{u_1}.$$
(2.55)

Unghiul obținut se mărește cu $\Delta \beta_1 = 3 \div 8^\circ$ (unghi de atac).

Unghiul constructiv β_{1l}

$$\beta_{1l} = \beta_1 + \Delta \beta_1. \tag{2.56}$$

Valorile orientative ale valorii D₁:

- pentru $n_s < 70$, $D_1 \approx D_0$;
- pentru $n_s = 70 \dots 100$, $D_1 \approx 0.9 D_0$;
- pentru $n_s = 100 \dots 150$, $D_1 = 0.8 D_0$.

Elementele β_{1l} , D_2 și b_2 la ieșire de pe palete se determină prin metoda aproximărilor consecutive.

De exemplu, în prima aproximație se iau :

şi

şi

$$u_2 = K_{u_2} \sqrt{2gH_t} \tag{2.57}$$

$$v_{2r} = K_{v_{2r}} \sqrt{2gH_t}.$$
 (2.58)

Coeficienții Ku2 și Kv2r se calculează cu formula lui G. Proscura și K. Pfleiderer

$$K_{u_2} = 1 + 0.1 \left(\frac{n_s}{100} - 1\right) \tag{2.59}$$

$$K_{\nu_{2r}} = (0.01 \div 0.015)\sqrt{n_s} \tag{2.60}$$

sau se adoptă $K_{u_2} \approx 1$, iar $v_2 \approx (0, 8 \div 0, 9) v_1$.

Cu viteza u2 se calculează diametrul la ieșire:

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}.$$
 (2.61)

Numărul de palete z conform relației lui Pfleiderer pentru stabilirea numărului de palete:

$$Z = 6.5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{2}\right), \tag{2.62}$$

unde: în prima aproximație se adoptă (Ломакин 1966; Михайлов и Малюшенко 1977): $\beta_1 = \beta_1 = 15 \div 30^\circ$ și $\beta_2 = \beta_2 = 18 \div 20^\circ$.

Numărul de palete se rotunjește până la un număr întreg.

2.8. Profilarea geometriei palelor pompei centrifuge

În surse bibliografice sunt expuse mai multe metode de profilare a paletelor (Pfleiderer 1924; Stepanoff 1948; Ломакин А.А. 1966; Gülich 2020; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015). În cadrul secțiunii 2.8 au fost analizate 2 cele mai răspândite.

2.8.1. Construcția paletei rotorului pompei centrifuge printr-un arc de cerc

Paleta construită dintr-un singur arc de cerc se aplică la pompele mici (fig. 2.14). Algoritmul de proiectare a paletei dintr-un singur arc de cerc, expus în lucrarea lui Gülich (Gülich 2020).



Fig. 2.14. Construcția paletei rotorului pompei printr-un arc de cerc (Gülich 2020) Raza r_{sch} a paletei printr-un arc de cerc poate fi calculată prin relația:

$$r_{sch} = \frac{r_1^2 - r_2^2}{2(r_2 \cos\beta_{2B} - r_1 \cos\beta_{1B})}.$$
 (2.63)

2.8.2. Construirea paletei pompei centrifuge prin puncte

Pentru rotoare cu palete curbate înapoi se prescrie o variație liniară a vitezei relative w(r)în limitele vitezei relative la intrarea pe paletă w_1 și a vitezei relative la ieșirea de pe paletă w_2 cu un pas constant Δw .

Paletele curbate înapoi (fig. 2.15) se construiesc variind unghiul $\beta = f(r)$ de la valoarea de la intrare β_1 până la β_2 . Prin metoda integrării grafice, variind pas cu pas valorile Δr , calculând și construind unghiul β , se trasează profilul întregii palete. Pentru palete cilindrice secțiunea ei în plan poate fi considerată corespunzătoare cu firul de curent.

Ecuația diferențială a profilului paletei în plan (fig. 9.2) este (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$r \cdot d\theta = \frac{dr}{tg\beta}$$
 sau $d\theta = \frac{dr}{rtg\beta}$. (2.64)

Integrând relația (1) în limitele de la r_1 până la r_2 și multiplicând cu $\frac{180}{\pi}$, se obține unghiul de desfășurare a paletei (Ломакин А.А. 1966; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):

$$\theta = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r t g \beta}.$$
 (2.65)

Unghiul paletei în orice punct studiat la raza r se poate determina dacă se cunoaște distribuția vitezei relative w și a vitezei meridionale $a`_m$, fără a considera comprimarea în lungul razei, de asemenea și grosimea paletei S pe lungimea razei:

$$\sin\beta = \frac{S}{t} + \frac{a_m}{\omega}.$$
 (2.66)

Integrarea expresiei pentru $d\theta$ este comod de a o efectua în formă tabelară (tabelul 1). Se notează funcția de sub integrală prin:

$$B(r) = \frac{1}{rtg\beta}.$$
(2.67)

La sfârșitul profilării paletei se calculează, pentru orice rază r_K , unghiul de desfășurare (Ломакин А.А. 1966.; Михайлов и Малюшенко 1977; Ивановский и др. 2015):



Fig. 2.15. Construirea paletei pompei centrifuge prin puncte (metoda Kaplan) (Gülich

2020)

În mediul MathCad, a fost realizat calculul analitic (prezentat în anexă) al parametrilor geometrici ai rotorului pentru pompă model CH 6,3/20-1,1-2 cu următorii parametri geometrici (figura 2.16).

Diametrul	Lățimea canalului	Lățimea	Diametrul	Numărul	Rapiditatea	Randamentul	
de intrare	rotoric la intrare	canalului rotoric	rotorului	de	ns	rotorului	
D0, mm	b1, mm	la ieșire b2, mm	D2, mm	palete Z		(orientativ)	
26	31,75	12,75	128	6	47,62	0,8	
b5							

Tabelul 2.2 Parametri constructivi ai paletei



Fig. 2.16. Modelarea în mediu AutoCad a secțiunii meridiane a rotorului pentru pompă, model CH 6,3/20-1,1-2 (Bostan and Petco 2023b)

Determinarea parametrilor paletei (fig 2.17), efectuată după metodologie realizată în (Ломакин А.А. 1966), este prezentată în tabelul 2.3.

Tabelul 2.3. Parametrii constructivi ai paletei (Bostan and Petco 2023b)

Poz.	Coordonată radială r _k , mm	Lățimea canalului rotoric b, mm	Viteza axială v'm, m/s	Viteza relativă w, m/s	Pasul t, mm	Grosimea paletei δ, mm	Unghiul paletei β°	Unghiul de desfășurare θ°
1	26	31.75	2.58	11.95	27.21	2.50	17.92	0
2	35.5	27	2.99	11.68	37.16	3.00	19.70	27.51
3	45	22.25	3.13	11.41	47.10	3.50	20.40	48.37
4	54.5	17.5	2.98	11.14	57.04	3.25	18.94	65.15
5	64	12.75	2.55	10.86	66.99	3.00	16.23	79.15



Fig. 2.17. Geometria paletelor rotorului pompă (model CH 6,3/20-1,1-2) obținută în ANSYS DM (Bostan and Petco 2023b)

2.9. Concluzii la capitolul 2

În rezultatul studiului efectuat în cadrul capitolului dat, au fost formulate următoarele concluzii:

- 1. Au fost prezentate considerente teoretice privind pompele centrifuge. Teoria pompelor are la bază o serie de considerente teoretice care pot ajuta la înțelegerea proceselor ce decurg în organele de lucru ale pompei și la proiectarea acestor dispozitive.
 - Se constata că, deși pe parcursul anilor în plan teoretic putem remarca un progres semnificativ, modelele de calcul empirice sunt insuficiente pentru utilizarea în aplicații industriale.
 - 3. A fost efectuat calculul bazat pe modelul empiric al parametrilor geometrici ai rotorului pompei centrifuge. În urma simulării CFD, modelul rotorului obținut a prezentat randament sporit în raport cu rotorul original (randamentului hidraulic a rotor original 56%, iar a celui obținut 60%) (Bostan and Petco 2023b).
 - 4. Model geometric al rotorului obținut în baza calculelor empirice a fost comparat cu modelele geometrice optimizate obținute prin procedee de optimizare bazate pe simulările CFD şi algoritmi de optimizare, rezultatele comparării sunt prezentate în secțiune 4.1.

3. ARGUMENTAREA METODELOR NUMERICE DE CALCUL ALE ORGANELOR DE LUCRU ALE POMPELOR CENTRIFUGE

3.1. Selectarea mediului software pentru realizarea procesului de optimizare

Aplicarea metodelor numerice de calcul, în contextul problemei de optimizare a organelor de lucru ale pompelor centrifuge, necesită selectarea unui mediu software în baza căruia va fi executat procesul de optimizare. În prezent, pe piața instrumentelor software (CAD/CAE), folosite pentru rezolvarea problemelor de proiectare și optimizare a mașinilor hidraulice, inclusiv a organelor de lucru ale pompelor centrifuge, există următoarele soluții:

- ANSYS (Ansys, Inc.): Pachetul ANSYS oferă diverse instrumente de simulare numerică, inclusiv ANSYS Fluent și ANSYS CFX, care pot fi utilizate pentru a analiza și optimiza performanța pompelor centrifuge. De asemenea, în cadrul ANSYS sunt optimizatoarele DesignXplorer și optiSLang. Modulele sunt unite printr-un mediu pentru integrarea proiectelor de inginerie într-un singur spațiu de informare și anume ANSYS WorkBench.
- NUMECA/ Fidelity CFD (Cadence CFD): de asemenea reprezintă un software de simulare numerică, care include instrumente pentru analiza şi optimizarea pieselor pompelor şi a altor turbomaşini.
- PumpLinx (Simerics, Inc.): Un mediu software specializat conceput anume pentru a analiza și optimiza performanța pompelor centrifuge.
- Pachetele STAR-CCM+ şi STAR-CD (Siemens Digital Industries Software) de asemenea oferă capabilități de simulare numerică și optimizare a construcției pompei, inclusiv CFD, interacțiunea fluid/solid – Fluid Structure Interaction - (FSI) și transferul de căldură.
- *TCAE (CFD support, s.r.o.)*: Software CAD/CAE pentru proiectarea și optimizare a ventilatoarelor, pompelor și a altor turbomașini.
- FLOW-3D (Flow Science, Inc.): Mediu folosit pentru modelarea dinamicii fluidelor şi solidelor. Poate fi folosit pentru optimizarea pompelor şi a altor sisteme hidrodinamice etc. Aceste instrumente oferă proiectanților capacitatea de a modela numeric curgerea fluidului în zona de curgere a pompei, a analiza datele şi a optimiza proiectele pompelor centrifuge folosind simulările CFD şi alte tehnologii. În cazul studiului dat a fost ales mediul ANSYS, şi anume solutorul ANSYS CFX, unul din cele mai răspândite pachete software în domeniu. Mediul ANSYS reprezintă deja un standard industrial şi totodată satisface toate cerințele solicitate la formarea unui proces de optimizare.

3.2. Selectarea modelului de parametrizare a geometriei organelor de lucru ale pompei centrifuge

3.2.1. Studiul modelelor de parametrizare a rotoarelor pompelor centrifuge

Parametrizarea modelelor geometrice este procesul de modificare a geometriei corpurilor de lucru ale pompelor centrifuge prin varierea parametrilor numerici ai acestora. Parametrizarea geometriei este un aspect important în rezolvarea problemelor de proiectare și optimizare a pieselor și permite de a efectua rapid și flexibil modificări ale modelului geometric pentru a atinge anumite caracteristici sau cerințe.

Putem menționa că numărul de parametri geometrici influențează semnificativ numărul de simulări. La optimizarea rotorului axial (impulsorului), numărul de parametri este relativ mic (4-6 parametri), însă, la optimizarea rotorului pompei, numărul de parametri crește considerabil. Iar în cazul optimizării geometriei pompei în ansamblu (a geometriei rotorului pompei împreună cu geometria corpului pompei etc.), procedeul de optimizare poate fi realizat, din cauza unui număr sporit de simulări, doar pe clustere mari de calcul.

În fig. 3.1-3.3 sunt reprezentate diferite metode de parametrizare a rotorului. În fig. 3.1 este prezentat modelul care, de fapt, reprezintă desenul de execuție a palelor rotorului. Profilul paletei este format din 4 arcuri, a câte două pentru fiecare suprafață a paletei. Pentru prima pereche de arcuri sunt indicate coordonate pe x și y, pentru următoarea pereche de arcuri este indicată doar o singură coordonată. De asemenea, se indică diametrul d de la care se începe paletă și diametrul exterior al rotorului. Realizând o serie de simulări, cu parametrii aleși în mod stohastic, s-a constatat că, deseori, la aplicarea modelului de parametrizare dat, crearea modelelor geometrice a fost imposibilă din cauza intersectării arcurilor opuse, a formării paletei cu grosime nulă ș.a.

La rândul său, în figura 3.2 este prezentat modelul simplificat al celui din fig. 3.1 și se poate observa că arcurile opuse d11, d21 și d12, d22 au fost unite din același centru. Folosirea acestui model de parametrizare duce la mărirea probabilității obținerii modelului geometric, însă micșorează familia de geometrii posibile. În cadrul cercetării date fost folosit modelul dat.



În figura 3.3 este prezentat un model bazat pe spline linii, care au înlocuit arcurile. În raport cu primele două modele, modelul dat mărește posibilitatea obținerii unei geometrii fiabile și mărește familia geometriilor posibil obținute.



Fig.3.3. Model bazat pe spline linii

Modelul se bazează pe spline-linii și este asemănător cu cel prezentat în figura 2.9.2. Putem observa că forma paletei se determină prin punctele cu coordonate polare $p_1(\varphi_1, D_1)...p_n(\varphi_n, D_n)$, iar grosimea paletei se determină cu ajutorul diametrelor $d_1, d_2 ... d_n$.

Au fost analizate mai multe variante de parametrizare, care pot fi realizate în pachetul software ANSYS.

3.2.2. Realizarea modelului de parametrizare în cadrul ANSYS SpaceClaim

Ansys SpaceClaim reprezintă soluția de modelare modernă pentru inginerii care doresc acces la răspunsuri 3D, dar nu au timp sau înclinație să învețe sisteme CAD tradiționale complexe. SpaceClaim oferă instrumente care permit accelerarea pregătirii geometriei pentru simulare (*SpaceClaim Documentation. Release 2023 R1* 2023).

SpaceClaim prezintă un program, care folosește abordare de modelare directă, adică în raport cu programe bazate pe parametrizare, cum ar fi Dassault Systèmes *SolidWorks* sau Autodesk *Inventor care* nu are arbore de proiectare. La rândul său, în scopul eficientizării aplicării procesului de parametrizare a modelului, în cadrul programului sunt aplicate trei mecanisme de parametrizare:

- Script Groups metodă relativ simplă de parametrizare în cadrul abordării directe de modelare.
- Block Recording care de facto reprezintă un analog al arborelui de proiectare, ce aplică abordarea de modelare parametrică în cadrul SpaceClaim.

Mecanismul de Scriptind, realizat în cadrul SpaceClaim prin intermediul limbajului de programare Python. Această metodă oferă ample posibilități în raport cu primele două, dar este dificil aplicabilă și necesită cunoștințe avansate în limbajul de programare Python și în proiectarea asistată de calculator.

Rezultatul parametrizării efectuate în modulul SpaceClaim este prezentat în figura 3.4, și anume modelul geometric al rotorului pompei centrifuge cu motor capsulat model CH 6,3/20-1,1-2.



Fig.3.4. Modelul geometric al rotorului pompei realizat în ANSYS SpaceClaim

3.2.3. Realizarea modelului de parametrizare în cadrul ANSYS DesignModeler

A fost cercetată, de asemenea și posibilitatea de aplicare a modulului ANSYS DesignModeler (DM). ANSYS DM este un software de modelare, care este bazat pe abordare parametrică. DM este utilizat pentru crearea, modificarea și pregătirea modelelor geometrice pentru utilizare în simulare și analiză. Procedeul de proiectare este unul mai "conservator" în raport cu ANSYS SpaceClaim. DM pune la dispoziția inginerilor și designerilor o gamă de instrumente pentru crearea de geometrie complexă, fiind potrivit pentru o gamă largă de aplicații.

De asemenea, ca și în cazul Ansys SpaceClaim, în cazul DM sunt mai multe posibilități de aplicare a procedeului de parametrizare care pot fi utilizate în cazul optimizării organelor de lucru ale pompelor centrifuge:

- parametrizare prin introducere directă a parametrilor geometrici;
- parametrizare prin aplicarea parametrilor prin intermediul instrumentului BladeEditor în ANSYS DM.

Instrumentele BladeEditor reprezintă o integrare în DM a instrumentelor BladeModelerului, modulului destinat proiectării și optimizării palelor în turbomașini precum turbine, compresoare și ventilatoare. Modelarea palelor se efectuează prin indicarea unghiurilor θ sau β și a grosimii *h* a paletei rotorului pompei. În figura 3.5 este reprezentată distribuția parametrilor geometrici, a curbelor primite în urma introducerii parametrilor geometrici în punctele de pe curba l care determină forma paletei.





Parametrizarea este efectuată similar cu modelul din figura 3.3. Punctele prezentate în figura 3.5 reprezintă $p_1(\varphi_1, D_1)... p_n(\varphi_n, D_n)$. Rezultatul parametrizării este prezentat în figura 3.6 și anume geometria rotorului pompei original CH 6,3/20, construită în baza modelului de parametrizare selectat.



Fig. 3.6. Modelul geometric obținut

În urma unui studiu au fost comparate modelele de parametrizare expuse în subsecțiunea 3.2.2 și 3.2.3, de asemenea a fost cercetată și posibilitatea de aplicare a modulului CFturbo, care, la rândul său la fel are opțiuni de parametrizare. Ca urmare a fost stabilit modelul optimal aplicabil atât pentru parametrizarea rotoarelor pompelor centrifuge, atât și pentru rotoarelor axiale sau rotoare impulsoare și anume a modelului bazat pe aplicarea BladeEditor în ANSYS DM.

3.3. Selectarea metodelor de discretizare a modelului geometric

Fluxul fluidului din interiorul pompei reprezintă un fenomen hidrodinamic complex, descris de ecuațiile Navier-Stokes, care nu poate fi rezolvat analitic în general. O alternativă este rezolvarea numerică a acestor ecuații prin împărțirea domeniului în elemente finite sau volume.

Metodele Volumului Finit (MVF) și Metodele Elementului Finit (MEF) sunt două metode de discretizare aplicate la rezolvarea problemelor în diferite domenii ale ingineriei. FVM se bazează pe discretizarea domeniului în volume mici (fig.3.7 (b)). Ecuațiile diferențiale sunt transformate în relații algebrice pentru fiecare volum. Variabilele sunt definite în centrul fiecărei celule, iar valorile sunt calculate pentru fiecare celulă.

MEF se concentrează pe discretizarea domeniului în elemente mici, cum ar fi triunghiuri, tetraedre etc. Proprietățile sunt definite în noduri și sunt interpolate pentru a obține valorile în interiorul elementelor (fig.3.7 (a)). MEF de obicei se folosește preponderent pentru rezolvarea problemelor de rezistență.

MVF se adaptează mai bine la geometrii complexe și neregulate și are un grad de libertate mai mic în raport cu MEF, pentru că valorile sunt definite în centrul celulei. Obținerea paternului general se efectuează prin interpolarea valorilor în interiorul elementelor rețelei în cazul MEF, iar în cazul MVF prin aproximarea valorilor calculate în fiecare volum finit.

În simularea numerică a proceselor de curgere a fluidelor în pompe, prin ANSYS CFX, ales în calitate de solutor în cazul studiului dat, procedeul de discretizare este bazat pe Metoda Volumului Finit (Petco 2021; Jeong and Seong 2014).



Fig. 3.7. Exemplu al unei rețele structurate pentru cele două metode de discretizare analizate prin (a) metoda elementelor finite și (b) metoda volumului finit (Jeong and Seong 2014)

Metoda volumului finit este o metodă de discretizare, care este potrivită pentru simularea numerică a diferitelor tipuri (eliptice, parabolice sau hiperbolice, de exemplu) de legi de conservare; a fost utilizată pe scară largă în mai multe domenii de inginerie, cum ar fi mecanica

fluidelor, transferul de căldură ș.a. (Eymard, Gallouët, and Herbin 2000).

Rețelele structurate și cele nestructurate sunt două tipuri diferite de grile utilizate în simulările computaționale, inclusiv în simulările CFD.

Într-o rețea structurată, celulele rețelei de discretizare sunt organizate într-un model regulat după o oarecare lege. Celulele grilei dintr-o rețea structurată au forme uniforme și constante, formate din patrulatere, hexaedre etc. Această uniformitate simplifică calculațiile.

La rândul său, într-o rețea nestructurată, celulele grilei nu urmează un model regulat. Ele pot avea dimensiuni și forme variabile. Celulele dintr-o rețea nestructurată pot avea forme diferite, cum ar fi triunghiuri, patrulatere, tetraedre, hexaedre etc. Rețelele nestructurate se potrivesc bine pentru geometrii complexe unde rețelele structurate ar putea fi impracticabile din cauza complexității unei rețele construite în baza unor legi, însă deseori necesită intervenția manuală a proiectantului.



Fig. 3.8. Reprezentarea (a) rețelei structurate și (b) rețelei nestructurate (Djojodihardjo and Afiq 2015)

Mediul ANSYS Workbench are mai multe module pentru obținerea unei rețele de volume finite: ANSYS Meshing, ANSYS TurboGrid, ANSYS ICEM CFD, ANSYS Fluent Meshing, ANSYS HFSS Meshing. În acest studiu, parametrii optimi ai rețelelor nestructurate obținuți de ANSYS Meshing au fost luați în considerare și comparați cu rețelele structurate obținute împreună cu ANSYS TurboGrid și ANSYS ICEM CFD.

3.3.1 Discretizarea în baza rețelei nestructurate

ANSYS Meshing este un generator de grilă de discretizare universal (fig.3.9) utilizat pentru a crea rețele de discretizare structurate și nestructurate pentru diverse aplicații de simulare (dinamica fluidelor computaționale, mecanică solidă, electromagnetism și transfer de căldură etc.). ANSYS Meshing este un generator de grilă cel mai frecvent aplicat datorită ușurinței de utilizare. ANSYS Meshing permite personalizarea convenabilă și controlul asupra parametrilor rețelei, cum ar fi densitatea rețelei, dimensionarea elementului și rezoluția stratului limită. Cu toate acestea, atunci când se studiază debitul într-o pompă, ANSYS Meshing este utilizat pentru a forma o rețea nestructurată constituită din elemente tetraedrice care ocupă volumul intern al căii de curgere și un strat limită format din prisme care permit o descriere mai corectă a debitului în imediata vecinătate a zidului, și anume, o schimbare puternică a vitezei cauzată de stratul limită al fenomenului (Bostan 2014). De asemenea, această combinație permite obținerea unui grad ridicat de automatizare a procedurii de plasare.

Cu scopul obținerii parametrilor optimali ai rețelei de discretizare, a fost efectuat un studiu de convergență, obiectivul căruia a fost determinarea parametrilor optimali ai rețelei, și anume a mărimii volumelor finite și a numărului de straturi de inflație, a unei îndesiri a rețelei de discretizare necesare pentru descrierea corectă a curgerii în stratul limită în imediată apropiere de peretele zonei de curgere a organelor de lucru ale pompei.



Fig. 3.9. a) Modelul geometriei pompei de tip CH cercetate, b) Modelul de discretizare obținut (ΔS=1,5mm, 15 straturi de inflație, 3,2·10⁶ volume finite) (Petco 2021)

Din figura 3.9 (b) putem observa faptul că dimensiunea volumelor finite ale rețelei este uniformă în toate cele trei domenii ale modelului geometric. Pentru stabilirea parametrilor optimi ai rețelei s-au efectuat o serie de simulări pe diferite dimensiuni ale volumului finit, la un număr diferit de straturi de îndesire la pereții zonei de curgere.

3.3.2. Identificarea parametrilor optimali ai rețelei de discretizare nestructurate

În cadrul studiului dat au fost create 16 rețele de discretizare (fig.3.10) nestructurate cu dimensiunea volumului finit 1÷2,5 mm și 5÷20 straturi de inflație, pentru pompa de tip CH 6,3/32 2,2-2, de asemenea a fost realizat și studiul pentru pompă CH 6,3/20-1,1-2 (20 rețele) (Petco 2021; Bostan și Petco 2023). Pompele date au fost alese datorită dimensiunilor relativ mici, având cel mai mic volum al zonei de curgere a pompelor din nomenclatorul produselor CRIS Hermetic Pumps, volumul zonei de curgere fiind invers proporțional cu resursele de calcul. Rezultatele cercetării pot fi extrapolate pe pompele cu dimensiuni mari.



Figura 3.10. Corelația dintre dimensiunea volumului finit, numărul de straturi de inflație și numărul de volume finale din rețeaua de discretizare (Petco 2021)

Pentru controlul distribuției volumelor finite a fost aplicată opțiunea *Advanced Size Function: On Proximity and Curvature*, opțiune care se aplică pentru a crește rezoluția rețelei de discretizare în zona cu curbură mare și în zone înguste.

Pe suprafața pereților a fost aplicată metoda "Influence", de îndesire a rețelei, cu setarea opțiunii a grosimii totale, a ratei de creștere *(Growth Rate)* de 1,2. Grosimea straturilor de inflație a fost selectată proporțional cu dimensiunea volumului finit al celulei.

Setările simulării curgerii folosite în studiu

În cadrul studiului dat au fost aplicate următoarele condiții inițiale și la limită (Petco 2019; 2021):

La intrare (*Inlet*) în racordul de aspirație (fig.3.11) se indică Presiunea Totală (*Total Pressure(Stable)*), $P_{inlet} = 1MPa$, direcționarea fluxului fiind normală. Se indică caracterul domeniului – *Subsonic* și starea de turbulență scăzută (1%). Se consideră că la intrare în sistem fluxul este format complet din apă în forma lichidă.

La ieșire (*Outlet*) din racordul de refulare (fig.3.11), se indică Debitul fluxului (*Bulk Mass Flow Rate*), Q = 1,75 (kg·s⁻¹). La ieșire din sistem, caracteristicile fluxului ce țin de turbulență și cavitație sunt calculate de solutor (*condiția: Zero gradient*). Curgerea se consideră izotermă (t =

25°C), cu presiune de referință nulă ($P_{ref} = 0$ atm).

Domeniului rotorului i se impune mișcarea de rotație cu turația de 2950 min⁻¹. La simularea curgerii pentru descrierea curgerii terbulente, se utilizează modelul *SST (Shear Stress Transport)* (vezi 3.3.2).

Ținând cont că la baza simulării se ia modelul fluidului continuu bifazic, fluidul este format din: *apă în formă lichidă și vapori de apă*. În stare inițială fluidul este format în total din apă în formă lichidă.

Modelul de transfer al masei (model de cavitație) este un model definit prin formula Rayleigh – Plesset și anume modelul Zwart – Gerber – Belamri. Au fost aplicate următoarele setări ale modelului: diametrul mediu al bulei este $2 \cdot 10^{-6}$, presiunea de saturație a vaporilor este aleasă de 3170 Pa.

Aplicarea mărimii pasului de timp se efectuează datorită utilizării unui model de calcul static. Funcția *Timecale Control* permite ajustarea dimensiunii pasului de timp în timpul simulării pentru a asigura convergența și acuratețea calculului. Ca model *Timecale Control*, a fost selectată opțiunea *Physical Timecale*.

Deoarece mișcarea principală în cazul dat este mișcarea de rotație a rotorului la o viteză constantă, a pasului optim căutat, o legăm de viteza unghiulară. Au fost investigate următoarele cazuri: $2/\omega$, $1/\omega$, ..., $1/8\omega$, unde: $\omega = 2\pi n$ – viteza unghiulară. Pasul optim de timp a fost egal cu $1/\omega =$ 0,003237 s, scăderea pasului sub acest nivel nu aduce rezultate tangibile (Bostan și Petco 2023)⁶.



și la limită în ANSYS CFX (Bostan și Petco 2023)

Stabilirea parametrilor de calcul este de asemenea importantă, fiindcă permite asigurarea convergenței numerice, optimizarea resurselor computaționale, cum ar fi memoria alocată și

⁶ BOSTAN, V., PETCO, A.: Determining optimal simulation settings for the centrifugal pump parts optimization process. JES. 8–22 (2023). https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30(2).01

timpul de execuție (Petco 2021).

Pentru modelele quasi dinamice Stage SST și Frozen rotor, a fost selectat numărul final de iterații de calcul de 400, de asemenea calculul se finaliza la atingerea toleranței erorii reziduale de 10⁻⁵, pe parcursul simulărilor, pentru a monitoriza convergența au fost selectați indicatorii: presiune statică și absolută la intrare și ieșire, precum și momentul de torsiune în raport cu axa de rotație aplicată pe rotorul pompei (Petco 2021; Bostan și Petco 2023). Structura calculului realizată în ANSYS WorkBench este prezentată în Anexă.

Putem menționa că simularea poate fi efectuată în două abordări: în stare quasi-dinamică *(Steady-State)* și tranzitorie sau dinamică *(Transient)*. Simulările Steady-State calculează o soluție cu valori medii în timp, iar simularea transient calculează valori instantanee în fiecare unitate de timp pentru fiecare volum finit. Simularea transient crește considerabil resursele necesare pentru simulare, dar oferă o imagine completă a proceselor care au loc în organele de lucru ale pompei (Petco 2021).

Simulările Steady-State sunt folosite preponderent pentru obținerea unor rezultate medii și pentru a evalua comportamentul de echilibru al sistemului. Este mai rapid și mai ușor de implementat. La rândul său, simulările Transient se aplică pentru a analiza variațiile temporare. Simulările Transient permit, de asemenea, capturarea fenomenelor dinamice și permit observarea interacțiunii între variabile în timp.

Ambele abordări au fost comparate și, ca urmare, diferența dintre parametrii cercetați, în condiții de debit nominal, cu o grilă de discretizare cu o dimensiune de volum finită relativ mică, nu este considerabilă. Deși simulările tranzitorii bazate pe model de turbulență URANS oferă o imagine mai precisă, ele consumă mai mult timp decât simulările în stare staționară. Așadar, putem afirma că, în faza finală a optimizării procesului, este favorabil să se aplice simulări în stare staționară la o rețea de discretizare fină (Petco 2021; Bostan și Petco 2023).

Trebuie remarcat faptul că modelul geometric este format din trei domenii (fig.3.9 (a)), deci este necesar să se aplice modelul de tranziție între domenii: modelul Stage (mixing plane) – medierea vitezelor pe suprafața interfeței și Frozen rotor model – care modelează mai bine interacțiunea dintre diferite domenii (Petco 2021). Modelul rotorului Frozen adaugă în plus ecuațiile Navier-Stokes, scrise pentru domeniul mobil la tensorul de rotație, simulând astfel virtual rotația sa relativă. Metoda GGI (General Grid Interface) este utilizată ca metodă de conectare a volumelor finite.

A fost efectuată și o comparație dintre modelele de rotor Stage și Frozen. Putem observa că, la simularea debitului printr-o pompă centrifugă, modelul Frozen rotor oferă rezultate adevărate în comparație cu modelul Stage (mixing plane), în raport cu dimensiunea volumului finit, cu cca. 2-5% eroare relativă (calculată în funcție de înălțimea pompei) (Bostan și Petco 2023).

Rezultatul studiului

Pe parcursul acestui studiu au fost efectuate 128 de simulări pe diferite grile de discretizare, cu dimensiunea volumului finit de $1\div 2,5$ mm și cu $5\div 20$ straturi de umflare, la diferite regimuri de curgere: debit minim (Qmin = 2 m3/h), debit nominal (BEP) (Qnom = 6,3 m3/h) și la debit maxim (Qmax = 9,5 m3/h), de asemenea, au fost comparate modelele de turbulență k- ε și SST la debit nominal (Bostan și Petco 2023).

A fost efectuată o serie de simulări la o mărime diferită a volumului finit (S = $1\div 2,5$ mm), la un număr diferit de straturi de inflație ($5\div 20$ straturi) pentru pompă CH 6,3/20-1,1-2.



Rezultatele complete ale seriei de simulări efectuate sunt prezentate în anexă A.5.

Fig. 3.13. Rezultatele simulării: Frozen rotor, SST model (a) pompă CH 6,3/32; $Q_{min} = 2$ m3/h) (Bostan și Petco 2023), (b) pump: CH 6,3/32; $Q_{nom} = 6,3$ m3/h,) (Bostan și Petco 2023), (c) pompă: CH 6,3/32; $Q_{max} = 9,5$ m3/h)(Bostan și Petco 2023), (d) pompă: CH 6,3/20; $Q_{nom} = 20$ m3/h (Petco 2021).

3.3.3 Modelului de discretizare în baza rețelei structurate

A fost cercetată și posibilitatea aplicării tipului structurat al rețelei de discretizare. În cadrul studiului dat au fost folosite modulele ANSYS ICEM și ANSYS TurboGrid.

ANSYS TurboGrid este un generator de grilă special conceput pentru aplicații cu turbomașini (pompe, compresoare axiale și turbine). Oferă o generare automată a rețelei de discretizare, gestionată de algoritmi automatizați, care permit prelucrarea geometriilor complexe ale paletelor rotoarelor centrifuge, axiale, statoarelor cu palete fixe ș.a. Figura 3.17 prezintă rețeaua

de discretizare generată în ANSYS TurboGrid. Rețeaua a fost formată ținând cont de parametrul y^+ egal cu 1 și numărul Reynolds asumat al fluxului de fluid în rotor egal cu $5 \cdot 10^5$ (Bostan și Petco 2023).



Fig.3.17. Mesh structurat, obținut în ANSYS TurboGrid (Bostan și Petco 2023)

Generarea automată a rețelei de discretizare se realizează în baza topologiei preselectate. Topologia *(Topologic Set)* este o structură de blocuri care acționează ca un cadru pentru poziționarea elementelor/ volumurilor rețelei. Topologia afectează modul de realizare a rețelei și poate influența calitatea rețelei. TurboGrid folosește topologia optimizată ATM și ATM3D (*Ansys TurboGrid User's Guide. Release 2021 R2* 2021).

Blocurile topologice reprezintă secțiuni ale rețelei care conțin un patern de repartiție a elementelor hexaedrice. Repartiția elementelor sau volumurilor în funcția unei structuri stabilite de blocuri topologice permite formarea unei grile de înaltă calitate. Topologia este investigată la diferite straturi (în special straturile hub și carcasa) pentru a-i verifica calitatea. Blocurile de topologie sunt poziționate implicit pentru varierea optimală a dimensiunilor elementelor grilei (*Ansys TurboGrid User's Guide. Release 2021 R2* 2021).

Din figura 3.18 putem observa că topologia *(Topologic Set)* servește ca fundal pentru generarea rețelei de elemente sau volume finite. În figură blocurile, care ghidează crearea grilei, sunt prezentate cu linii groase, iar elementele finite din stratul cercetat cu linii subțiri.

A fost efectuată o serie de simulări pentru obținerea parametrilor optimali de creare a grilei. Ținând cont că crearea grilei se efectuează în mod automat, pentru obținerea grilei a fost variat parametrul Size Factor de la 1 la 5. Rețeaua a fost formată ținând cont de parametrul y+ dorit egal cu 1 și numărul Reynolds asumat al fluxului de fluid în rotor egal cu 5·10⁵. Parametrul Size Factor se aplică pentru varierea densității grilei, valoarea mărimii primului element sau a grosimii, lățimii stratului de îndeșire sau a numărului de straturi se calculează automat. Variind parametrul Size
Factor, s-a constatat că valoarea optimală a parametrului este de $1\div1,5$. Pentru pompele de model CH 6,3/20 și CH 6,3/32 s-a format o grilă cu un număr de volume finite de circa $5\cdot10^5$ noduri de rețea. Se poate remarca că, pentru calculul curgerii în rotorul pompei, timpul de calcul se micșorează în raport cu rețeaua nestructurată. De asemenea, datorită automatizării procedurii de creare a rețelei de elemente finite, se poate de menționat că aplicarea grilei structurate este mai convenabilă în raport cu cea nestructurată formată de ANSYS Mesher, însă modulul dat nu poate fi aplicat pentru formarea rețelei de discretizare a organelor de lucru, cum ar fi racorduri, volute etc. În cazul dat a fost efectuat studiul de aplicare a modulului ANSYS ICEM.

Instrumentul ANSYS ICEM este generatorul de rețele de discretizare cel mai fin reglat, conceput, în primul rând, pentru a genera grile hexaedrice structurate de înaltă calitate și include o gamă largă de metode pentru crearea diferitelor tipuri de modele de plasă. Modulul este dificil de stăpânit, având în același timp cel mai extins set de instrumente dintre toate modulele furnizate de ANSYS. Trebuie remarcat faptul că, dacă TurboGrid are un set topologic gata făcut care determină distribuția volumelor, la rândul său, pentru a construi o plasă în ICEM, structura blocului trebuie construită manual. Acest lucru crește foarte mult timpul de obținere a plasei finite și sporește cerințele pentru abilitățile inginerului.

Figura 3.19 prezintă sistemul de blocuri, pe care este construită grila de volume finite. Este prezentat și un fragment din grila construită în ICEM, limitele tranziției dintre blocurile asociate cu geometria sunt vizibile. Deoarece spirala carcasei pompei are o geometrie complexă, angajarea devine o sarcină dificilă, astfel încât utilizarea unei plase structurate în bloc nu poate fi folosită doar în faza finală de optimizare, la validarea rezultatelor.





Fig. 3.18. Structura topologică a rețelei

Fig. 3.19. Un sistem bloc care definește distribuția elementelor și un fragment dintr-o grilă structurată obținut în ANSYS ICEM (Bostan și Petco 2023)

3.4. Modelarea curgerii fluidului în organele de lucru ale pompei centrifuge

Calculul numeric al curgerii fluidului este o tehnică utilizată pentru a simula și analiza comportamentul fluidelor în diverse condiții. Simularea turbulenței este un aspect esențial în analiza fluidelor și are o importanță semnificativă în domeniul turbomașinilor.

Turbulența reprezintă o mișcarea dezordonată, neregulată și, aparent, aleatorie a particulelor fluidului. Majoritatea fluxurilor care apar în natură și în aplicații de inginerie sunt turbulente. Straturile limită, care cresc pe aripile aeronavelor, sunt turbulente. Majoritatea proceselor de ardere implică turbulențe și adesea chiar depind de aceastea; fluxul de gaze naturale și petrol în conducte este turbulent. Inginerii chimiști folosesc turbulența pentru a amesteca și omogeniza amestecurile de fluide și pentru a accelera vitezele de reacție chimică în lichide sau gaze. Debitul apei în râuri și canale este turbulent (Tennekes and Lumley 1972).

Problema de descriere a procesului de turbulență are un rol important pentru redarea curgerii fluidului. Turbulența a fost cercetată de matematicieni și fizicieni notabili ai secolului 20, precum Kolmogorov, von Neumann, Heisenberg, Feynman. Se poate constata că turbulența este mai degrabă, un domeniu uriaș cu aplicații esențiale în inginerie, geofizică, astrofizică și cosmologie. Diversitatea problemei de turbulență și complexitatea sa specifică nu ar trebui să ascundă faptul că subiectul aparține în marea măsură fizicii. Dificultățile centrale în domeniu sunt cele ale fluctuațiilor puternice și ale cuplării puternice – teoria câmpului și fizica materiei condensate se confruntă cu aceleași probleme (Falkovich and Sreenivasan 2006). Trebuie de menționat că, în sistemele multifazice, turbulența fazei continue (gaz sau lichid) este modulată datorită interacțiunilor dintre faza continuă și particulele în suspensie, iar aplicarea modelului multifazic la un flux turbulent complică modelele de curgere existente în funcție de proprietățile fizice, ducând la creșterea complexității de calcul. Același lucru se referă și la modelarea interacțiunii lichidului cu particulele etc (Hoque et al. 2023).

Este foarte greu de dat o definiție precisă a turbulenței, tot ce se poate face este să se enumere câteva dintre caracteristicile fluxurilor turbulente (Bostan 2014; Tennekes and Lumley 1972):

- Numărul Reynolds mare. Fluxurile turbulente apar întotdeauna la numere Reynolds mari. Turbulența provine adesea ca o instabilitate a fluxurilor laminare dacă numărul Reynolds devine prea mare și se explică prin faptul că numărul Reynolds reprezintă raportul dintre forțe de inerție și forțe de frecare prezente în flux.
- Neregularitatea, care reprezintă caracteristica de neregularitate şi aleatorietate a structurii fluxurilor turbulente. Acest lucru face imposibilă o abordare deterministă a descrierii procesului de turbulență, iar studiul procesului de turbulentă, datorită caracterului pronunțat, aleatoriu se bazează pe metode statistice.

- Difuzivitate turbulenței, care provoacă amestecare rapidă și viteze crescute de transfer de impuls, căldură și masă, este o altă caracteristică importantă a tuturor fluxurilor turbulente și este caracterizat prin vaste fluctuații ale fluxului.
- Fluctuații tridimensionale ale vorticității. Turbulența este relațională și tridimensională.
 Turbulența se caracterizează prin niveluri ridicate de vârtejuri fluctuante.
- Disiparea fluxurilor turbulente sunt întotdeauna disipative. Tensiunile de forfecare vâscoase efectuează lucrări de deformare care măresc energia internă a fluidului în detrimentul energiei cinetice a turbulenței. Turbulența necesită o aprovizionare continuă de energie pentru a compensa aceste pierderi de vâscoase. Dacă nu este furnizată energie, turbulența scade rapid.
- *Continuitate*. Turbulența este un fenomen continuu, guvernat de ecuațiile mecanicii fluidelor.
 Chiar și cele mai mici scale care apar într-un flux turbulent sunt de obicei mult mai mari decât o scară de lungime moleculară.

Totodată trebuie de menționat că turbulența nu este o caracteristică a fluidelor, ci a fluxului. De asemenea turbulența nu depinde de natura fluidului și are aceleași caracteristici indiferent de natura fluidului, ceea ce arată independența procesului de proprietăți moleculare ale fluidului cercetat (Bostan 2014; Tennekes and Lumley 1972).

3.4.1. Modelul matematic al curgerii fluidului

Studiul turbulenței este în mod clar o activitate interdisciplinară, care are o gamă foarte largă de aplicații. Simularea curgerii fluidului și stabilirea parametrilor fluxului reprezintă o problemă complexă, pentru calculul numeric în funcție de tipul curgerii (Gülich 2020):

— Fluxurile irotaționale nevâscoase (potențiale) pot fi descrise de ecuația Laplace. Un flux se numește potențial dacă există o astfel de funcție φ , unde $\vec{v} = grad\varphi$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0,$$
$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0$$

Putem înlocui relația dintre potențial și viteză și ajungem la ecuația Laplace, care va avea forma:

$$\nabla^2 \cdot \varphi = 0. \tag{3.1}$$

— Fluxurile rotaționale nevâscoase sunt gestionate de ecuațiile lui Euler. Ecuațiile lui Euler constituie un sistem de ecuații ce descriu mișcarea fluidelor fără viscozitate și reprezintă o consecință a conservării masei, momentului și energiei în cadrul *ecuațiilor Navier-Stokes*:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \Delta u = -\nabla w + g \\ \nabla \cdot u = 0 \end{cases}$$
(3.2)

— Fluxurile vâscoase rotative sunt descrise de ecuațiile Navier-Stokes. Grație complexității curgerii fluidului în organele de lucru ale turbomașinilor, pentru simularea curgerii fluidului se folosesc modelele de calcul bazate pe ecuații Navier-Stokes.

Pompele centrifuge funcționează prin transformarea energiei mecanice de rotație a rotorului pompei în energia unui flux de fluid, un astfel de flux complex este descris de ecuațiile Navier-Stokes, utilizate pentru a modela mișcarea fluidului în zona de curgere a organelor de lucru ale pompei. Ecuațiile descriu fenomenele fizice complexe, cum ar fi formarea vârtejelor, fluxuri inverse, turbulențe, și permit obținerea caracteristicilor fluxului, cum ar fi distribuția câmpului de presiune și de viteză, pierderile hidrodinamice etc. (Petco 2019; 2021; Bostan și Petco 2023).

Ecuațiile Navier-Stokes reprezintă un set de ecuații cu derivate parțiale constând în ecuația de conservare a masei (ec. 3.3) și ecuația de conservare a momentului (ec. 3.4). Forma diferențială a ecuației de continuitate este:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \nabla(\rho u) = 0, \tag{3.3}$$

unde: ρ este densitatea fluidului, u - viteza fluidului și t - reprezintă timpul.

Ecuația de conservare a momentului, în trei dimensiuni, are forma:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = f - \frac{1}{\rho} \nabla p + \mathbf{v} \cdot \Delta u, \tag{3.4}$$

unde: p este presiunea fluidului, f - forța unitară de masă, raportată la masă, τ - tensorul de tensiune vâscoasă, definit prin ecuația constructivă a fluidului newtonian:

$$\tau = 2\nu \left(S - \frac{1}{3} (\nabla \cdot u) I \right),$$

aici v reprezintă vâscozitatea cinematică, I - tensorul unitar de ordinul al doilea, iar S este tensorul vitezei de deformare:

$$\mathbf{S} = 2\nu(\nabla u + \nabla u^T).$$

Partea stângă a ecuației (4) reprezintă forțele de inerție unitare, iar termenii din partea dreaptă reprezintă forțele masice, forțele de presiune și, respectiv, forțele de frecare vâscoase (Bostan 2014).

Sistemul de ecuații Navier-Stokes (3.3) și (3.4) reprezintă un sistem neliniar de ecuații cu derivate parțiale, fapt care se datorează termenului de inerție $u \cdot \nabla u$. Acest termen neliniar introduce interacțiuni complexe între structurile de diferite scări din mișcarea fluidului, fiind considerat sursa primordială a turbulenței. Neliniaritatea poate deveni relativ slabă, dacă forțele de inerție, care au

rol destabilizator, sunt mici în raport cu forțele de frecare. În acest caz, ecuațiile Navier-Stokes pot fi rezolvate exact sau integrate numeric fără ipoteze simplificatoare suplimentare. In cazul general, soluționarea ecuațiilor Navier-Stokes este extrem de dificilă. La momentul actual, a fost demonstrată doar existența soluțiilor slabe, iar prezența soluțiilor tari fiind valabilă doar pentru intervale de timp mici. Prin urmare, diverse simplificări sunt considerate pentru a facilita găsirea soluțiilor, dacă nu exacte, cel puțin aproximative. Trebue de menționat că în cazul simulării curgerii fluidelor prin organele de lucru ale pompei, ecuațiile Navier-Stokes sunt simplificate prin adoptarea unei serii de ipoteze simplificatoare: tratarea fluidului ca fluid newtonian, la o curgere incompresibilă, izotermă cu o viscozitate dinamică a fluidului constantă. (Bostan 2014)

Deoarece nu se poate obține o soluție analitică a ecuațiilor Navier-Stokes, care reprezintă o descriere matematică exactă a curgerii, aceste ecuații pot fi rezolvate într-o manieră aproximativă, împărțind un domeniu de curgere complex într-o multitudine de celule mici, prin metode numerice (Gülich 2020). Soluția numerică, deși este doar o aproximare numerică a proceselor fizice reale din curgerea unui fluid, este, totuși, cea mai rațională abordare atât pentru rezolvarea problemelor de calculare a caracteristicilor teoretice ale unei pompe, cât și pentru rezolvarea problemei de calcul și optimizare a componentelor pompei (Bostan și Petco 2023).

De asemenea, trebuie remarcată principala problemă în calculul curgerii fluidelor, și anume, modelarea procesului turbulent, care constă în fluctuații pronunțate ale câmpului de curgere în timp și spațiu, care pot avea un impact semnificativ asupra caracteristicilor curgerii. Turbulențele apar atunci când forțele de inerție din fluid devin semnificative în comparație cu forțele vâscoase și se caracterizează printr-un număr Reynolds ridicat. Este un proces complex, în principal, pentru că este tridimensional, instabil și constă în mai multe scări (Gülich 2020; *Ansys CFX Solver Theory Guide. Release 2021 R2* 2021).

Dacă vitezele din ecuația (3.4) sunt considerate ca fiind instabile, ecuațiile Navier-Stokes ar fi suficiente pentru a calcula curgerile turbulente. Această Simulare Numerică Directă (Direct Numerical Simulation - DNS) a curgerilor turbulente în componentele pompei este, totuși, dincolo de capacitățile de calcul actuale. Pentru a descrie exact toate fluctuațiile turbulente, sunt necesare grile de calcul extrem de fine și timpi de calcul excesivi. Numărul *N* de elemente necesare într-o rețea de discretizare pentru DNS poate fi estimat din ecuația $N \approx Re^{9/4}$. Pentru lichidul care curge prin rotorul pompei, $Re = 10^6$, numărul recomandat de volume finite este $N = 10^{13}$ (Gülich 2020).

Modelele de turbulență sunt utilizate pentru a descrie corect curgerea turbulentă. Aceste modele sunt necesare pentru a simplifica reprezentarea matematică a fluxurilor turbulente prin metode numerice, care simulează comportamentul fluidului turbulent. Acest lucru permite descrierea interacțiunii dintre vârtejurile turbulente și parametrii medii ai curgerii. Astfel, alegerea modelului de turbulență și a parametrilor de turbulență pertinenți adăpostește una dintre principalele incertitudini ale calculelor Navier-Stokes ale turbomașinilor (Gülich 2020).

Trebuie de remarcat faptul că, în cazul simulării curgerii fluidelor prin secțiunea de curgere a pompei, ecuațiile Navier-Stokes sunt simplificate prin adoptarea unei serii de ipoteze simplificatoare: fluidul este tratat ca un fluid newtonian, curgerea sa fiind incompresibilă, izotermă, cu o vâscozitate dinamică constantă (Petco 2021).

3.4.2. Alegerea modelului de turbulență

Cea mai frecvent utilizată abordare de modelare este RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), care permite modelarea fluxurilor turbulente pe baza calculării mediei ecuațiilor Navier-Stokes în timp. Principala diferență a acestei abordări este că viteza și presiunea medii sunt împărțite în componente medii și componente turbulente. Aplicarea calculării mediei ecuațiilor Navier-Stokes necesită introducerea unor termeni suplimentari care sunt interpretați ca tensiuni aparente și fluxuri termice aparente asociate mișcării turbulente, fiind formulați în funcție de parametrii medii prin intermediul modelelor de turbulență care sunt necesare pentru a închide sistemul de ecuații Reynolds medii (Bostan 2014).

Modelele de turbulență introduc ipoteze suplimentare, care, de regulă, nu mai constituie o reflectare strictă a principiilor generale de conservare. Una din aceste ipoteze fiind: aproximația liniară Boussinesq $\tau_{ij}^R = v_T \cdot S_i$, care descrie dependența liniară a tensorului Reynolds τ_{ij}^R și a tensorului vitezelor de deformație S_i , (Kleinstreuer 1997), atunci ecuațiile (3.5) și (3.6) pot fi reformulate ca :

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = 0 \tag{3.5}$$

$$\overline{u_j}\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu - \nu_T) \left(\frac{\partial\overline{u_i}}{\partial x_j} - \frac{\partial\overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial\overline{\tilde{p}}}{\partial x_j} = 0$$
(3.6)

Modelele de turbulență bazate pe ecuațiile Navier-Stokes mediate după Reynolds (Reynolds Navier-Stokes averaging – RANS) (3) și (4) sunt cunoscute sub numele de modele statistice de turbulență, datorită procedurii de mediere statistică utilizată pentru obținerea ecuațiilor. Datorită utilizării procedurilor de calcul al mediei, suntem obligați să introducem termeni necunoscuți suplimentari care conțin produse ale unor cantități fluctuante care acționează ca tensiuni suplimentare în fluid. Acești termeni se numesc tensiuni Reynolds (Petco 2019; Bostan și Petco 2023).

Tensiunile Reynolds trebuie să fie modelate cu ajutorul unor ecuații cantitative suplimentare pentru a obține "elemente de închidere". Închiderea presupune că există un număr

suficient de ecuații pentru toate necunoscutele, inclusiv pentru tensorul de tensiuni Reynolds care rezultă din procedura de mediere. Ecuațiile utilizate pentru a închide sistemul definesc tipul de model de turbulență (*Ansys CFX Solver Theory Guide. Release 2021 R2* 2021).

Se poate evidenția și faptul că, pe lângă abordarea RANS utilizată pentru calculul în regim staționar, există modele dinamice RANS modificate sau (Unsteady Reynolds-Averaged Navier - Stokes – URANS) utilizate pentru calculul tranzitoriu. Spre deosebire de modelul RANS, care calculează media variabilelor de curgere în timp, modelele URANS iau în considerare fenomenele de curgere nestaționare prin includerea în ecuațiile de guvernare a unor termeni dependenți de timp, ceea ce permite simularea unui model de curgere variabilă în timp (Bostan și Petco 2023).

Modelele de turbulență, utilizate la calculul numeric al curgerii fluidului în organele de lucru ale pompei, sunt:

— Model Standard k-ε (Chien k-epsilon): unul dintre cele mai importante modele de turbulență, fiind considerat un standard industrial (Ansys CFX-Solver Modeling Guide. Release 2021 R2 2021). Acesta este modelul de turbulență de bază din CFX, care rezolvă ecuațiile de transport pentru energia cinetică turbulentă (k) și rata de disipare a acesteia (ε). Acest model este utilizat pe scară largă, deoarece convergența este mai bună decât în cazul altor modele de turbulență. Modelul standard k-ε este un model universal potrivit pentru o gamă largă de curgeri turbulente, dar utilizarea sa poate fi compromisă din cauza supraestimării energiei cinetice turbulente în locuri cu un gradient puternic de viteză, modelul de curgere fiind distorsionat (Menter, Sechner, and Matyushenko, 2021). Utilizarea acestui model poate duce la pierderea acurateței în cazul curgerilor pe traiectorii curbe, în geometrii precum țevi curbate sau difuzoare. De asemenea, modelul k-epsilon nu descrie bine fluxurile turbionare și fluxurile secundare puternice. Ar putea fi dificil de simulat curgerea prin componentele rotitoare ale pompelor, deoarece forțele corpului influențează straturile limită. Aceste fenomene pot fi întâlnite în părți ale pompei, cum ar fi rotoarele, difuzoarele, volutele etc. (Gülich 2020). Modelul Standard k-ε poate fi descris prin ecuațiile (3.7) și (3.8) (Chien 1982):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$
(3.7)

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j\varepsilon)}{\partial x_j} = C_{e1}f_1\frac{\varepsilon}{k}P - C_{e2}f_2\frac{\rho\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho L_e$$
(3.8)

unde: $P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, ρ este densitatea și μ este vâscozitatea dinamică.

— *Modelul RNG k-ε* prezentat în lucrarea (Yakhot et al. 1992) și *modelul k- ε realizabil* prezentat în lucrarea (Shih et al. 1995): Modelele reprezintă variantele modelului k- ε standard

(*Ansys CFX-Pre Users Guide. Release 2021 R2* 2021). Modelul RNG (Re-Normalization Group) k-ε oferă predicții îmbunătățite prin modificarea termenului de producere a turbulenței. Modelul k-ε realizabil încorporează constrângeri suplimentare bazate pe condiția de realizabilitate pentru a asigura un comportament fizic realist al turbulenței. Astfel, este evitată producția nerealistă de energie cinetică turbulentă ridicată (Gülich 2020).

— Modelul k-ω Standard (Wilcox k-omega Turbulence Model): un model de turbulență cu două ecuații, utilizat ca o aproximare pentru ecuațiile RANS, implică rezolvarea ecuațiilor de transport ale energiei cinetice turbulente k și ale ratei de disipare specifice ω. Avantajul acestui model constă în tratarea curgerii în apropierea peretelui (Bostan 2014). Modelul nu implică funcțiile complexe de amortizare neliniară necesare pentru modelul k- ε și, prin urmare, este mai precis și mai robust (*Ansys CFX Solver Theory Guide. Release 2021 R2* 2021). Acest model a fost dezvoltat special pentru fluxuri cu gradienți de presiune puternici (fluxuri similar apare difuzere) (Gülich 2020). Modelul este utilizat în principal din motive istorice, deoarece a fost înlocuit de modele k-ω modificate, cum ar fi modelele SST și BSL ale lui Menter, din cauza dependenței puternice a soluției de valorile ω ale fluxului liber în afara straturilor de forfecare (Menter, Sechner, and Matyushenko, 2021). Modelul de turbulență *k-ω Standard*, ecuațiile (3.9) și (3.10) este prezent în lucrarea (Wilcox 2008):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$
(3.9)

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_{j}\omega)}{\partial x_{j}} = \frac{\gamma\omega}{k}P - \beta\rho\omega^{2} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\left(\mu + \sigma_{\omega}\frac{\rho k}{\omega}\right)\frac{\partial\omega}{\partial x_{j}} \right] + \frac{\rho\sigma_{d}}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_{j}}\frac{\partial\omega}{\partial x_{j}}.$$
(3.10)

— Modelul SST (Menter's Shear Stress Transport) k-omega: Acest model hibrid combină modelele k- ε și k- ω pentru a surprinde avantajele ambelor modele (Bostan 2014). Modelul SST este model de simulare a turbulenței cel mai frecvent utilizat datorită combinației simultane a punctelor forte ale modelelor k- ω (descrierea curgerii în apropierea pereților) și k- ε (descrierea curgerii libere a fluidelor) (Petco 2019). Avantajul modelului SST față de modelele de mai sus este acuratețea sa ridicată pentru fluxuri cu gradienți de presiune nefavorabili și separare (Menter, Sechner, and Matyushenko, 2021), care oferă predicții îmbunătățite ale tensiunii de forfecare turbulentă în regiuni cu gradienți de forfecare mare și gradienți de presiune nefavorabili (*Ansys CFX Solver Theory Guide. Release 2021 R2* 2021), dar fluxurile pe traiectorii curbe nu sunt încă bine simulate (Gülich 2020). Modelul de turbulență SST (Menter's Shear Stress Transport), și anume ecuațiile (3.11) și (3.12), este prezent în lucrarea lui Menter ('Two-Equation EddyViscosity Turbulence Models for Engineering Applications | AIAA Journal' 1994):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$
(3.11)

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j\omega)}{\partial x_j} =$$

$$= \frac{\gamma}{v_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}.$$
(3.12)

— Modelul k-omega BSL (Menter's Baseline Turbulence Model) (Menter 1994): este aproape identic cu modelul SST al lui Menter, este mai eficient din punct de vedere al calculului, dar mai puțin precis decât modelul SST.

— *Modelul generalizat k-omega (GEKO)* oferă o reprezentare îmbunătățită a turbulenței în simulările CFD (Menter, Lechner, and Matyushenko 2019). Modelul GEKO, utilizat în Ansys, este o nouă paradigmă de model, care permite o precizie îmbunătățită în predicția fenomenelor de curgere în comparație cu modelele standard k-omega. Se demonstrează că modelul poate acoperi o gamă largă de soluții. Prin selectarea coeficienților optimi se poate găsi o conformitate ridicată cu datele experimentale, ceea ce permite să fie utilizat ca bază pentru studii de învățare automată (Menter, Sechner, and Matyushenko, 2021), dar, cu părere de rău, modelul GEKO încă nu s-a recomandat în aplicații industriale din domeniu.

— *Reynolds stress model (RSM)* (Yakhot et al. 1992): RSM rezolvă direct ecuațiile de transport pentru tensiunile Reynolds. Acest model oferă informații mai detaliate despre structura turbulenței. Este potrivit pentru curgeri cu fluxuri secundare complexe sau fluxuri turbionare. De asemenea, este necesar să se definească condițiile la limită pentru parametrii suplimentari. Modelul nu este popular în industria turbomașinilor (Gülich 2020), din cauza predispoziției la probleme numerice în propoziții complexe și a rețelelor de discretizare suboptime (Menter, Sechner, and Matyushenko, 2021).

— *Modelul Spalart-Allmaras* (Spalart and Allmaras 1992): Acest model cu o singură ecuație utilizează o ecuație de transport pentru vâscozitatea turbionară și este deosebit de eficient pentru simulările stratului limită și pentru curgerile atașate. Acest model este utilizat pe scară largă pentru aplicații aerodinamice externe în industria aeronautică. (Menter, Sechner, and Matyushenko, 2021), dar nu se aplică în soluții industriale în domeniul turbomașinilor.

În afară de calculele staționare, dacă este necesar să se descrie fluxuri complexe ai căror parametri sunt greu de calculat în timp, se utilizează modelarea tranzitorie. În acest caz, se utilizează următoarele grupuri de modele și modele hibride:

 URANS, o abordare cu mediere în funcție de timp care rezolvă ecuațiile Navier-Stokes mediate de Reynolds, enumerate mai sus.

- Simularea cu rezolvare la scară (Scale-Resolving Simulation SRS) este o abordare CFD, adică o abordare intermediară între simulările URANS și simularea numerică directă DNS, care urmăreşte să descrie atât structurile de curgere turbulentă la scară mare, cât și la scară mică. Deși modelele URANS au performanțe bune în calcularea curgerii confinate de pereți, trebuie, totuși, remarcat faptul că utilizarea unor astfel de modele este importantă în rezolvarea problemelor multifizice complexe ale turbomașinilor, cum ar fi calculele termice în zonele de amestecare nestaționară a fluxurilor la temperaturi diferite, la simularea cavitației vortexurilor, care este cauzată de un câmp de presiune turbulentă nestaționară, la modelarea acustică în sistemele hidraulice, atunci când turbulența creează surse de zgomot etc. (*Best Practice: Scale-Resolving Simulations in Ansys CFD* 2015). Printre aceste modele se numără Large Eddy Simulation (LES), un model care descompune curgerea în structuri vortex la scară mare și modelează vârtejurile turbulente la scară mică, precum și hibrizii săi cu modele RANS. Cele de mai sus sunt extrem de sensibile la densitatea grilei și, prin urmare, nu pot fi utilizate în procusul de optimizare. Următoarele modele SRS sunt disponibile ca astfel de modele în produsele ANSYS:
- Simularea vârtejelor mari (Large Eddy Simulation LES): Metoda Large Eddy Simulation (LES) este un model care descompune curgerea în structuri vortexice la scară mare și modelează vârtejurile turbulente la scară mică. Modelul prezentat de Smagorinsky în 1963 (Smagorinsky 1963) reprezintă implicația teoriei turbulențe izotrope locale a lui Kolmogorov К41 (Колмогоров 1941), care descrie vârtejuri de turbulențele mari ale fluxului care sunt dependente de geometrie, în timp ce scările mai mici sunt mai universale. Calculele LES necesită o plasă foarte fină, care trebuie să fie cât mai izotropă cu putință (Gülich 2020). LES rezolvă structurile turbulente la scară mare, dar există probleme atunci când se calculează mișcările turbulente la scară mică în stratul limită, deoarece structurile calculate sunt încă mai mici decât rezoluția rețelei. Pentru a simula astfel de curgeri, se utilizează metode hibride RANS-LES. Trebuie remarcat faptul că, din cauza numărului mare de Reynolds $Re = 10^6$, pentru a calcula curgerea fluidului într-o paletă a rotorului pompei centrifuge, numărul de elemente finite trebuie să fie egal cu $N=10^8-10^9$, iar numărul de iterații de calcul al simulărilor crește de la 10² la 10⁴-10⁵ (Best Practice: Scale-Resolving Simulations in Ansys CFD 2015). Deși LES a fost prima dată folosită în aplicații industriale de Deardoff încă în 1970 (Deardorff 1973), din cauza necesităților de resurse de calcul sporite, își așteaptă largă aplicare în industria turbomașinilor când va fi atins nivelul ridicat al puterii de calcul (Zhiyin 2015).
- *Simularea adaptivă la scară (SAS Scale-Adaptive Simulation sau SST- SAS)* este o abordare hibridă de modelare a turbulenței utilizată în simulările CFD. Acesta combină elemente ale

metodelor RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) și LES (Large Eddy Simulation) pentru a surprinde o gamă largă de fenomene de curgere.

Simularea Vârtejelor Mari (Detached Eddy Simulation - DES): Metoda de simulare a vârtejilor detaşați este o combinație a modelelor RANS și LES. Aceasta utilizează modelul RANS pentru a prezice curgerea medie și modelează vârtejurile mari folosind LES. DES este utilizat în mod obișnuit în zonele în care sunt prezente atât fluxuri laminare, cât și turbulente.

Modele expuse mai sus sunt extrem de sensibile la densitatea grilei de discretizare și, prin urmare, nu pot fi utilizate în procesul de optimizare. La rândul său, trebuie de menționat că modelele enumerate mai sus pot fi folosite la cercetările profunde, deoarece pot descrie detaliat structura fluxului și, concomitent cu creșterea puterii de calcul, vor permite creșterea esențială a preciziei de simulare (fig.3.20). Necesitatea resurselor de calcul conduce la următoarea ierarhie a modelelor de calcul ale curgerii turbulente (*Ansys CFX-Solver Modeling Guide. Release 2021 R2* 2021): 1. Modelele de turbulență bazate pe ecuațiile Navier-Stokes mediate după Reynolds (RANS),

urmate de variantele dinamice URANS;

2. Abordări hibride. Simulare adaptivă la scară (*SST- SAS*) urmată de Simularea Vârtejelor Mari (DES);

4. Simularea vârtejelor mari (LES) fiind cel mai costisitor model din modelele de Simulare cu rezolvare la scară (SRS);

5. Simularea Numerică Directă (DNS) fiind cea mai costisitoare metodă de calcul directă, care, cu părere de rău, poate fi aplicată doar la calcule pe clustere mari.



Fig. 3.20. Distribuția vitezei pentru un jet turbulent folosind RANS, LES și DNS

(Rodriguez 2019)

Datorită faptului că modelelor SRS sunt costisitoare în ceea ce privește puterea de calcul consumată, apar noi modele de simulare a curgerii fluidelor elaborate pentru a obține calitatea simulării înaltă, la costuri de calcul reduse, se poate de menționat:

— Metoda ecuațiilor de rețea Boltzmann (Lattice Boltzmann Method – LBM) este o tehnică de dinamică a fluidelor computaționale (CFD) utilizată pentru a simula curgerea fluidelor și fenomenele de transport. Este o abordare alternativă la metodele tradiționale de calcul bazate pe rezolvarea ecuațiilor Navier-Stokes. În LBM, domeniul fluidului este discretizat într-o rețea sau grilă de celule, iar proprietățile fluidului sunt reprezentate prin funcții de distribuție asociate fiecărui nod al rețelei. Funcțiile de distribuție evoluează în timp în funcție de procesele de coliziune și de curgere, care sunt guvernate de un set de ecuații cinetice cunoscute sub numele de ecuația Boltzmann a rețelei. Exemplu de aplicare a metodei în calculul numeric al curgerii în rotorul pompei (fig.3.21) este prezentat în lucrarea (Roos Launchbury, Casartelli, and Mangani 2022). Deși această metodă este deja studiată teoretic, datorită progresului considerabil în ultimii ani în domeniul tehnicii de calcul, în prezent nu se aplică larg în soluții industriale.



Fig. 3.21. Viteza absolută instantanee în organele de lucru ale pompei calculată aplicând modelul LBM (Roos Launchbury, Casartelli, and Mangani 2022) — Hidrodinamica particulelor netezite (Smoothed Particle Hydrodynamics - SPH) este o metodă de calcul CFD care reprezintă fluidul ca o mulțime de particule. În SPH, domeniul fluidului este discretizat în particule, iar fiecare particulă poartă proprietăți precum masa, viteza și densitatea. Ecuațiile de guvernare, cum ar fi ecuațiile Navier-Stokes, sunt aproximate și rezolvate pentru fiecare particulă pe baza interacțiunilor sale cu particulele vecine. În prezent, procesul de calcul este limitat la două dimensiuni și este convenabil să se simuleze și să se calculeze procesul de tranziție al pompei centrifugale de dragare bidimensionale (Peng et al. 2018). Din cauza complexității curgerii fluidului într-o pompă centrifugală, în prezent, aceasta abordare nu are aplicații în soluțiile industriale.

Se poate observa că procesul de optimizare descris în figura 1.6 este unul multi-iterativ, problema timpului de calcul fiind una decisivă. De asemenea, menționăm faptul că descrierea geometriei pieselor pompelor se poate face în zeci de parametri, ceea ce duce la creșterea numărului de cicluri de calcul la sute de iterații. Prin urmare, nu putem utiliza modele de turbulență

costisitoare din punct de vedere computațional. Figura 3.22 prezintă studiul efectului a două modele RANS diferite asupra acurateței măsurării înălțimii pompei, ținând cont de dimensiunea maximă a elementului final a grilei de discretizare. În urma comparației, se poate observa că modelul SST oferă un rezultat mai precis în comparație cu modelul k- ε , atât la debit nominal Q_{nom} , cât și la debit minimal Q_{min} și debit maximal Q_{max} .





al pompei CH 6,3/32-2,2-2 folosind modelele de turbulență k-ɛ și SST (Bostan și Petco 2023)

După cum s-a menționat deja, simularea tridimensională poate fi realizată prin două abordări: în regim staționar (Steady-State) și tranzitoriu (Transient) (Bostan și Petco 2023-a):

Simulările Steady-State calculează o soluție cu valori mediate în timp. În simulările *Steady-State*, se presupune că proprietățile fluidei și condițiile de la începutul simulării rămân constante pe toată durata acesteia. Este o metodă adecvată pentru cazurile în care se urmărește atingerea unei stări echilibrate a fluxului sau a proprietăților fluidei în timp. Schimbările cu timpul nu se iau în considerare. Simulările *Steady-Stat* sunt utile pentru obținerea unei imagini constante în timp, cum ar fi caracteristicile medii ale fluxului. Acest tip poate fi mai rapid și mai ușor realizat decât simulările variabile în timp (Transient).

În simularea Transient se calculează valori instantanee în fiecare unitate de timp pentru fiecare volum finit și se monitorizează evoluția parametrilor fluidului în funcție de timp. Poate fi utilizat pentru studiul complex al comportamentului fluidelor "în timp real", cum ar fi variațiile de presiune, viteza sau temperatura într-un anumit interval de timp. Simulările de tip dat pot furniza informații detaliate despre procese dinamice, cum ar fi pornirea sau oprirea pompelor, studiul variațiilor în condițiile de frontieră sau cercetări ale varierii câmpului de presiuni în organele de lucru ale pompei în timp.

Ambele abordări au fost comparate și, ca urmare, diferența dintre parametrii cercetați, în

condiții de curgere la debit nominal, cu o grilă de discretizare cu o dimensiune relativ mică a volumului finit, nu este considerabilă. Deși simulările tranzitorii URANS oferă o imagine mai precisă, acestea necesită mai mult timp decât simulările în regim staționar. Așadar, putem afirma că în faza finală a optimizării procesului este favorabil să se aplice simulări în regim staționar la o rețea de discretizare fină (Bostan și Petco 2023).





3.4.3. Modelarea procesului de cavitație

Cavitația este un proces fizic complex care include o tranziție de fază cu transfer de căldură și masă și poate fi considerat ca o pierdere de continuitate a fluxului lichidului într-o zonă de presiune redusă (S. C. Li 2000). În pompele centrifuge, cavitația apare atunci când presiunea lichidului la intrarea rotorului pompei scade sub presiunea de saturație a vaporilor, ceea ce duce la formarea bulelor de vapori în lichid.

Atunci când aceste bule se deplasează în zona de înaltă presiune la ieșire din rotorul

pompei, ele colapsează, provocând o serie de efecte negative și, dacă presiunea sistemului este mai mică decât rezerva de cavitație (NPSHR), afectând semnificativ performanța pompei.



Fig. 3.24. Implozia unei bule lângă un perete; Fotografii: Laboratorul de mașini hidraulice, Ecole Polytechnique Federale, Lausanne; 24000 de cadre pe secundă (Gülich 2020)

În linii generale, în funcție de nivelul de dezvoltare a procesului de cavitație, cavitația poate fi împărțită în (Franc and Michel 2005):

- — început de cavitație, regim de curgere limitativ între curgerea fără cavitație și cea cu
 cavitație; bulele de vapori afectează foarte puțin curgerea cu cavitație incipientă.
- cavitație dezvoltată, ceea ce implică o schimbare a parametrilor de curgere, când amploare cavitației duce la scăderea semnificativă a performanțelor maşinilor. Rotor impulsor (*en. inducer*) este utilizat pentru a evita apariția cavitației dezvoltate în calea de curgere a pieselor pompei (Gülich 2020).

Motivele pentru apariția cavitației în partea de curgere a unei pompe centrifuge sunt următoarele (Franc and Michel 2005):

- Caracterul nestaționar al curgerii cu un număr Reynolds ridicat (Re > 10⁵) (Dick 2022), datorita principiului de funcționare al pompei. Lichidul, care trece în interiorul carcasei pompei prin racordul de aspirație, ajunge în rotorul pompei, unde, datorită transformării energiei cinetice de rotație în energie hidrodinamică, presiunea lichidului crește, fiind transportat la racordul de refulare a carcasei pompei. (Petco 2021). Fluxul, care se apropie, creează zone locale cu o presiune scăzută la separarea fluxului de palete.(Gülich 2020) Acest lucru duce la o accelerare puternică a lichidului și, în consecință, la crearea instantanee a unui câmp de joasă presiune la intrarea în rotoare, ceea ce duce la cavitație.
- Geometria complicată a peretelui este tipică turbomaşinilor. În consecință, se produce o creştere locală bruscă a vitezei şi o scădere de presiune rezultată în cadrul unui flux global în stare stabilă. Acest lucru apare atunci când suprafața secțiunii transversale a canalelor de fluid este limitată sau din cauza curburii canalelor de curgere.

- Cavitația poate apărea, de asemenea, în curgerile de forfecare din cauza fluctuațiilor mari de presiune turbulentă.
- Rugozitatea locală a peretelui creează urme cavitaționale, în care se pot forma mici cavități atașate, dar influența rugozității asupra NPSH și eficienței este slab evaluată. Interacțiunile dintre turbulență, profilurile de viteză și rugozitate sunt în mare parte necunoscute și dificil de cuantificat.
- Vibrațiile peretelor creează câmpuri de presiune oscilante care, la rândul său, se suprapun peste un câmp de presiune stabile.

Există mai multe clasificări ale cavităților de cavitație În general, după modelele de cavitație, cavitățile pot fi împărțite în trei grupe mari (Franc and Michel 2005):

- Bule izolate tranzitorii care sunt antrenate de fluxul principal, care dispar ulterior când intră în zonele de înaltă presiune;
- Cavități atașate. Apar deseori pe partea de joasă presiune a paletelor impulsorului sau a rotoarelor pompelor. De asemenea acest tip de cavități acoperă și în alte părți ale organelor de lucru ale pompelor;
- Vârteji de cavitație. Cavitația se poate produce în miezul vârtejitor de presiune joasă din fluxuri turbulente sau, ca de obicei, în jurul suprafețelor de intrare a impulsorilor, rotoarelor, la limba carcasei pompei etc.

În lucrarea sub redacția Li (S. C. Li 2000), este prezentată o clasificare a posibilelor tipuri de cavități conform clasificației lui Acosta, obținută prin mijloace vizuale. Se poate observa că, la pompele centrifuge, în diferite moduri de funcționare, se remarcă următoarele tipuri de cavități apărute în urma cavitației:

- Bule solitare care se deplasează cu viteza fluxului (fig.3.25(a)).
- Cavitația de suprafață (fig.3.25(b)), care este tipică pentru pompe, inclusiv pentru cele cu impulsor, se formează în jurul obiectelor care sunt înfășurate, de exemplu, pe marginea de intrare a părții frontale a bucșei impulsorului.
- Pată fixă de cavitație (fig.3.25(c)), apare în zone cu rugozitate înaltă, ca urmare a schimbării bruște a rugozității suprafeței și ruperii fluxului de la peretele zonei de curgere.
- Cavitație în forma de nor (fig.3.25(d)), reprezintă tipul cavității ce se formează în jurul părților slab hidrodinamic profilate ale corpurilor. Dinamica neliniară a unui nor sferic de bule de cavitație a fost simulată numeric în lucrarea (Y.-C. Wang and Brennen 1999). La scăderi ale presiunii, determină cavitarea norului, o recuperare ulterioară a presiunii duce la colapsarea norului. Acest lucru este tipic comportamentului tranzitoriu prezentat de cavitate în forma de

nor atunci când trece pe lângă un corp sau paletă.

Vârtej de cavitație de margine (fig.3.25(e)), poate fi atestat, de obicei, la marginea palelor impulsorului.





Fig. 3.25. (a) Bule solitare (Brennen 1995), (b) Cavitația de suprafață (Carlton 2019), (c) Pată fixă de cavitație (Brennen 1995), (d) Cavitație în formă de nor (Brandner, Venning, and Pearce 2022), (e) Vartej de cavitație de margine (Jeong and Seong 2014),

(g)

(f) Vârtejuri de cavitație (Brennen 1995), (g) Cavitație atașată (Zaresharif et al. 2021)

- Vârtejuri de cavitatie (fig.3.25(f)), au loc datorită faptului că presiunea din centrul fluxului la intrare în rotorul pompei scade la presiunea vaporilor saturați, lichidul se rupe și se formează cavități continue.
- Cavitație atașată (fig.3.25(g)), apare în zona de joasă presiune a suprafeței de întrare, atunci când se formează cavități datorită separării curgerii de la suprafață.

— Cavitația fluxurilor de forfecare (fig.3.25(f)), apare atunci când fluidul curge între partea de presiune și cea de aspirație a rotorului impulsor în spațiul dintre impulsor și racordul de aspirație și la intrarea în impulsor etc.

Trebuie remarcat faptul că, atunci când impulsorul pompei funcționează cu o presiune apropiată de NPSH la intrarea în sistem, cavitatea de cavitație umple întregul spațiu dintre palete datorită unei accelerări bruște ale fluxului. Un model de curgere similar este prezentat în figura 3.26. Adesea, în literatura de specialitate privind pompele, multe dintre tipurile de cavități observate sunt grupate într-o simplă cavitație "pe suprafața paletei", deoarece aceste fluxuri nu sunt ușor de observat în turbomașini (S. C. Li 2000).



Fig. 3.26. Cavitația dezvoltată în rotorul impulsor testat (Rapposelli et al. 2002)

- Procesul de cavitație poate duce la următoarele efecte referitor la caracteristicile pompei:
 Randamentul redus al pompei: Cavitația reduce eficiența pompei din cauza pierderilor crescute de energie datorate formării bulelor de vapori și a pompării ineficiente a lichidului. Scăderea înălțimii pompei și a eficienței acesteia din cauza încălcării integrității debitului.
- Cavitația poate duce la deteriorarea mecanică a pompei, cum ar fi eroziunea, coroziunea şi formarea craterelor de cavitație pe suprafețele pieselor pompelor, cum ar fi paletele, care se produc odată cu o prăbuşire rapidă a bulelor, numită implozie. Ciocnirea peretelui şi a marginii cavității bulelor generează jeturi puternice de lichid care lovesc pereții materialului (fig.3.24). Suprafața materialului se deteriorează pe alocuri şi se formează cratere, care se pot transforma treptat în perforații. Fenomenul dat se numeşte pitting (fig. 3.27) (Dick 2022). Ca urmare, durata de viață a pompei poate fi redusă şi poate necesita mentenanță periodică sau înlocuirea pieselor, cum ar fi rotoarele pompelor, carcasele etc. (K.-H. Kim et al. 2014).
- Cavitația poate provoca zgomot și vibrații intense. Acesta este un fenomen asociat cu colapsul bulelor de abur, care poate afecta sănătatea și confortul operatorilor (Y. Li et al. 2018).



Fig. 3.27. (a) Crater generat pe stellit prin implozia unui vortex în cavitație; diametrul craterului este de aproximativ 50 μm (Farhat 1994),
(b) Eroziunea provocată de cavitație pe suprafața de intrare
a paletei rotorului cu o singură paletă pentru apă uzată (Thamsen et al. 2008)

De asemenea, trebuie de remarcat faptul că pompele centrifuge sunt concepute pentru pomparea lichidelor chimic active (agresive, toxice, poluante), ai căror vapori pot forma amestecuri dăunătoare sau explozive. Tipul dat de pompe este utilizat în diferite domenii ale industriei chimice, petroliere, nucleare, farmaceutice, alimentare ș.a. (Petco 2019). În consecință, proprietățile lichidelor pompate de aceste pompe pot fi semnificativ diferite, condițiile de funcționare pot fi, de asemenea, diferite etc. De exemplu, crește presiunea de vapori și favorizează formarea de bule de abur în zonele de joasă presiune. Prin urmare, utilizarea pompelor centrifuge în afara condițiilor de funcționare stabilite poate duce, de asemenea, la apariția cavitației dezvoltate și la funcționarea necorespunzătoare a pompei.

Datorită faptului că procesul cavitației produs în pompele centrifuge este dificil de descris, modelarea acestuia este o sarcină dificilă. Procesul de cavitație este modelat pe baza unui model bazat pe ecuația Rayleigh-Plesset (Rayleigh 1917; Plesset 1949).

Ecuația Rayleigh-Plesset (3.13) derivă din ecuațiile Navier-Stokes și reprezintă o ecuație diferențială care guvernează dinamica unei bule sferice într-un fluid incompresibil. Această ecuație este utilizată pentru a studia diverse fenomene, inclusiv formarea și colapsul bulelor, inițierea procesului de cavitație, oscilațiile bulelor și interacțiunea bulelor cu undele de presiune sau cu pereți solizi (Petco 2019; Bostan și Petco 2023).

$$R\frac{d^2R}{\partial t^2} + \frac{3}{2}\left(\frac{dR}{dt}\right)^2 + \frac{4\nu}{R}\frac{dR}{dt} + \frac{2\gamma}{\rho_L R} + \frac{\Delta P(t)}{\rho_L} = 0$$
(3.13)

unde: R(t) este raza bulei, ρ_L – densitatea lichidului, v – vâscozitatea cinematică a lichidului, γ este tensiunea superficială (între bulă și lichid),

$$\Delta P(t) = P_{\infty}(t) - P_B(t),$$

unde: $P_B(t)$ este presiunea vaporilor în bulă și $P_{\infty}(t)$ – presiunea lichidului.

Există mai multe modele de modelare ale procesului de cavitație utilizat în simulările CFD pentru a analiza fenomenul complex al cavitației în diverse aplicații. În ANSYS sunt implementate următoarele modele de cavitație:

1. Modelul complet de cavitație (Singhal Full Cavitation model) (Singhal et al. 2002);

2. Modelul Zwart-Gerber-Belamri (Zwart-Gerber-Belamri model) (Ansys CFX Solver Theory Guide. Release 2021 R2 2021);

 Modelul Schnerr şi Sauer (Schnerr and Sauer model) (Sauer and Schnerr Professor Dr.-Ing.habil 2001).

Ipoteze adoptate în modelele de calcul ale curgerii cu transfer de masă (cavitație) sunt: sistemul studiat trebuie să conțină o fază lichidă și una gazoasă, transferul de masă fiind realizat atât la formarea bulelor (formare de vapori), cât și la colapsul bulelor (condensare), iar proprietățile fluidelor pot fi constante, dependente de temperatură sau sunt definite de utilizator.

Modelul de cavitație utilizat în ANSYS CFX se bazează pe ecuația Rayleigh-Plesset, modelul Zwart, Gerber, și Belamri, descris în lucrarea (*Ansys CFX Solver Theory Guide. Release* 2021 R2 2021):

$$\dot{S}_{lv} = \begin{cases} Fvap \frac{3r_{nuc}(1-r_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3}\frac{P_v-P}{\rho_l}}, & P < P_v\\ Fcond \frac{3r_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3}\frac{P-P_v}{\rho_l}}, & P > P_v \end{cases}$$

Modelul se bazează pe calcularea ratei de transfer multifazică de masă pe unitate de volum \dot{S}_{lv} , unde r_{nuc} este fracția de volum de nucleație (Zwart, Gerber, and Belamri 2004). Raza a bulei de nucleație aleasă este $R_B = 1 \cdot 10^{-6}$ m, iar presiunea de saturație a vaporilor $P_v = 3170$ Pa.

Modelele Zwart-Gerber-Belamri sunt compatibile cu toate modelele de turbulență furnizate în ANSYS CFX, iar fazele lichide și gazoase pot fi compresibile sau incompresibile (pentru componentele compresibile, densitatea este determinată de o lege definită de utilizator).

3.5. Alegerea algoritmului de optimizare

Proiectarea reprezintă un proces iterativ, pe care inginerii îl urmează pentru a dezvolta un produs care să îndeplinească o anumită sarcină. Pentru orice produs, dincolo de o anumită complexitate, acest proces implică echipe de ingineri și mai multe etape cu multe cicluri iterative de proiectare. De asemenea, pentru a aborda diverse aspecte ale produsului în diferite etape, sunt formate echipele de ingineri. Aplicarea procesului de optimizare în cuplu cu simulările CAE poate înlocui o proiectare iterativă pentru a accelera ciclul de cercetare-proiectare și a obține rezultate mai bune într-un termen scurt (Martins and Ning 2021).

În cadrul mediului ANSYS WorkBench sunt disponibile două module de optimizare: ANSYS DesignXplorer și ANSYS optiSLang.

3.5.1. Aplicarea modulului ANSYS DesignXplorer

ANSYS DesignXplorer este o platformă de optimizare realizată de ANSYS, destinată pentru a ajuta utilizatorul să identifice caracteristicile optime ale produselor și sistemelor prin explorarea și optimizarea datelor obținute în simulările CAE.

La faza inițială a studiului, în calitate de modul de optimizare a fost aplicat ANSYS DesignXplorer. Prin intermediul modulului DesignXplorer au fost realizate procedee de optimizare directă (Direct Optimization), cu ajutorul metodei bazate pe Algoritmi Genetici, și anume Adaptive Multiple-Objective method, o variantă a metodei NSGA-II (Non-dominated Sorted Genetic Algorithm-II) bazate pe concepte de elitism controlat, care susține multiple obiective și constrângeri și are ca scop găsirea optimului global. Metoda după principiul de funcționare este asemănătoare cu Algoritmul gradientelor descendente. Însă deseori procedeul nu era convergent, din cauza numărului parametrilor de intrare. Se poate constata că, la creșterea numărului de parametri de optimizare peste 5-6 parametri, se face convergența algoritmului de optimizare bazate pe crearea și explorarea unei Suprafețe de Răspuns, dar și aici, în cadrul modulului, sunt aplicate restricții la numărul de parametri de optimizare.

3.5.2. Aplicarea modulului ANSYS optiSLang

O alternativă a modulului ANSYS DesignXplorer în cadrul mediului ANSYS WorkBench este aplicarea modulului ANSYS optiSLang. OptiSLang este unul dintre cele mai universale și productive softuri pentru optimizarea bazată pe CAE. Modulul poate efectua o analiză eficientă cu intervenție minimă din partea utilizatorului și sprijină inginerul cu calibrarea modelelor virtuale la testele fizice, analiza sensibilității parametrilor, modelare, optimizarea caracteristicilor produsului, cuantificarea robusteții și fiabilității produsului, optimizarea proiectării robuste (Robust Design Optimization - RDO), denumită și proiectare pentru Six Sigma (Design for Six Sigma - DFSS). De asemenea optiSLang include un mediu puternic de creare a fluxului de lucru. Software-ul este instrumentul perfect pentru generarea de fluxuri de lucru bazate pe simulare, utilizând modele parametrice pentru analiza sensibilității, optimizare și evaluarea robusteții (*optiSLang User's Guide. Release 2023 R1* 2023).

Principalul masiv de calcule de optimizare în cadrul studiului dat a fost realizat în cadrul modulului optiSlang. A fost testată atât și posibilitatea realizării optimizărilor directe, cât și a celor

bazate pe suprafața de răspuns. Ținând cont de limitarea după numărul de parametri geometrici a modelelor de optimizare directă, ca abordare de bază a fost selectată optimizarea bazată pe suprafața de răspuns sau Response Surface Methodology (RSM). Metoda a fost introdusă de George E. P. Box și K. B. Wilson din Imperial Chemical Industries în 1951 (Kotz and Johnson 1992). Ideea principală a RSM este de a folosi date obținute la faza de Proiectare a experimentului Design of Experiments (DOE) pentru a obține o suprafață de răspuns. Suprafața de răspuns este un model matematic care descrie relația dintre variabilele de intrare (parametrii) și o variabilă de răspuns (variabila de optimizare) de interes. Suprafața de răspuns este utilizată de obicei pentru a reprezenta comportamentul unui sistem fizic complex.

În cadrul studiului (vezi Capitolul 4), formarea suprafeței de răspuns a fost realizată prin regresie lineară, metoda Kriging și prin aplicarea ANN. În urma obținerii unei suprafețe de răspuns, ea este cercetată cu scopul obținerii valorilor optimale ale criteriilor de optimizare. În cadrul studiului dat au fost folosite următoarele modele: EA, NLPQLP și AMOP. NLPQLP reprezintă o implementare specială a unei metode de programare pătratică secvențială (SQP). La rândul său Modelul adaptiv de prognoză optimă (Adaptive Model of Optimal Prognosis –AMOP) este o abordare iterativă de meta-modelare bazată pe Modelul de prognoză optimă (MOP) care utilizează o rafinare adaptivă a datelor. Aceasta funcționează similar unui optimizator, executând un număr definit de rulări ale soluționatorului în mai multe iterații, criteriu de convergență fiind obținerea valorii minime a coeficientului de prognoză pentru toate răspunsurile selectate (*optiSLang User's Guide. Release 2023 R1* 2023).

3.6. Concluzii la capitolul 3:

1. În calitate de mediu CAD-CAE în baza căruia va fi efectuat procesul de optimizare a fost selectat mediu software ANSYS, care reprezintă un standard industrial și totodată satisface solicitările care apar la formarea unui proces de optimizare ale organelor de lucru a pompei.

2. A fost selectat modelul de parametrizare, iar în calitate de modul, în care a fost efectuată parametrizarea și generarea modelului geometric, a fost selectat ANSYS Design Modeler, cu implicarea instrumentului Blade Editor.

3. A fost studiată posibilitatea aplicării rețelelor de discretizare nestructurate și structurate, la realizarea optimizării procesului. Pentru rețea nestructurată în calitate de generator de grilă a fost selectat ANSYS Mesher, iar pentru rețea structurată ANSYS TurboGrid.

4. A fost realizat un studiu al parametrilor optimali ai rețelei de discretizare nestrucurate (Bostan și Petco 2023-a). A fost efectuată o serie de simulări pe varia grile, cu diverse dimensiuni ale volumului finit (S = $1\div2,5$ mm), cu un număr diferit de straturi de îndesire a grilei (5÷20

straturi). S-a constatat că precizia de calcul crește proporțional cu scăderea dimensiunii volumului finit și cu creșterea numărului de straturi de îndesire ce descriu stratul limită. Pe măsură ce dimensiunea volumului final scade, parametrul y+ scade în regiunea unităților. Putem remarca că cea mai bună opțiune este alegerea dimensiunii volumului finit de ordinul 1,5 mm și a 15-20 de straturi de îndesire, fiind o variantă optimă ținând cont de limitarea resurselor de calcul disponibile. La aplicarea setărilor date, se ateste o convergență numerică a rezultatelor.

5. A fost realizat un studiu al modelării curgerii fluidului în organele de lucru ale pompei, și anume a modelelor de turbulență (Bostan și Petco 2023-a). A fost realizată și o comparare a rezultatelor simulărilor obținute la aplicarea modelelor k-ε și SST. Se poate constata că precizia de calcul a simulărilor bazate pe modelul SST este mai mare, modelul dat fiind optim pentru procedura de optimizare a organelor de lucru ale pompelor centrifuge. Au fost comparate și rezultatele aplicării modelelor SST RANS și URANS. Putem constata că utilizarea calculului tranzitoriu URANS, deși prezintă o imagine de curgere mai detaliată, crește semnificativ resursele de calcul consumate, ceea ce este inacceptabil pentru optimizarea procesului de construcție (Bostan și Petco 2023-a).

6. A fost realizată analiza curgerii cavitaționale în organele de lucru ale pompei centrifuge. Au fost studiate modelele de cavitație aplicate în ANSYS. Au fost selectați parametrii de modelare a cavitației.

7. A fost realizată compararea optimizatoarelor disponibile în mediul ANSYS. În calitate de optimizator a fost ales optiSLang.

4. OPTIMIZAREA CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALĂ A ORGANELOR DE LUCRU ALE POMPEI CENTRIFUGE

4.1. Optimizarea rotorului pompei centrifuge model CH 6,3/20-1,1-2

În prezent, pompele centrifuge de tip CH, utilizate în diferite ramuri ale industriei, sunt unele dintre cele mai răspândite tipuri de pompe. Pompele centrifuge produse în Republica Moldova sunt utilizate în industria chimică, petrolieră, atomică, farmaceutică, alimentară etc. Astfel, problema optimizării pieselor pompelor centrifuge este actuală și reprezintă un interes pentru industria constructoare de mașini din RM (Petco 2019).

În secțiunea 4.1 este prezentată procedura de optimizare a rotorului pompei centrifuge CH 6,3/20-1,1-2, realizată cu ajutorul softului ANSYS optiSLang, în combinație cu ANSYS CFX utilizat ca solver, pentru modelarea curgerii fluidelor în zona de curgere a pompei și obținerea caracteristicilor rotoarelor modificate.

Putem observa că optimizarea este un proces iterativ (fig. 4.1), astfel încât aplicarea celor mai favorabile setări de simulare pentru a îmbunătățire procesul de optimizare a rotorului pompei centrifuge este crucială pentru a crea un proces de optimizare eficient.

În cazul pompelor centrifuge, ca și criterii de optimizare, sunt adesea alese următoarele: creșterea eficienței pompelor, extinderea domeniului de funcționare, reducerea NPSH, reducerea zgomotului, echilibrarea eficientă a forțelor axiale etc. Ca variabile de optimizare, se iau de obicei dimensiunile, care descriu geometria părților pompei.



Fig. 4.1. Procesul de optimizare realizat în ANSYS Workbench (Bostan și Petco, 2023-b)⁷

Ca parametri de optimizare, în cazul procesului dat de optimizare, au fost aleși parametrii care determină forma paletelor rotorului și numărul de palete. Ca și criterii de optimizare, a fost aleasă minimizarea momentului de torsiune al rotorului, menținând în același timp capul rotorului. Reducerea momentului de torsiune al rotorului a fost aleasă ca și criteriu de optimizare, deoarece, după cum putem observa din ecuația 4.1, randamentul hidraulic al rotorului este invers

⁷ Bostan, Viorel, and Andrei Petco. 2023 -b. 'Minimizing Blade-Fluid Energy Losses in Centrifugal Hydraulic Pump Impellers'. ACTA TECHNICA NAPOCENSIS - Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol 66, No 4, Cluj- Napoca ACTA TEHNICA, 2023.

proporțional cu cuplul de intrare, dacă înălțimea pompei, debitul și viteza unghiulară a rotorului rămân constante.

$$\eta_h = \frac{\rho g H Q}{\omega N} , \qquad (4.1)$$

unde: ρ este densitatea; H – sarcina de pompare; Q – debitul, iar ω este viteza unghiulară și N – moment de torsiune al rotorului.

Trebuie remarcat faptul că, la calcularea randamentului total al pompei, nu s-a luat în considerare randamentul mecanic și volumic al părții hidraulice a pompei; pentru acest tip de pompă, influența lor asupra randamentului nu este mare, deci rezultatul nu se va modifica considerabil.

4.1.1. Parametrizarea și crearea modelului geometric

Modulul ANSYS DesignModeler a fost utilizat pentru a obține modelul geometric. Geometria inițială reprezintă modelul geometric al rotorului pompei centrifuge cu motor cu conservă CH 6,3/20-1,1-2. Doar geometria paletei 1 a fost supusă parametrizării (fig 4.2), suprafețele coroanei 2 (disc cu butuc conducător antrenat de arbore 4) și ale inelului 3 (disc curbat) au rămas neschimbate. Instrumentele ANSYS BladeEditor au fost aplicate pentru a obține modelul geometric parametrizat. Schema de parametrizare este prezentată în fig. 4,3.

Geometria paletei a fost parametrizată variind unghiul β al paletei în 5 puncte, menținând distribuția grosimii paletei constantă pe toată lungimea paletei, identică cu cea a rotorului original.



Fig. 4.2. Schema rotorului pompei centrifuge model CH 6,3/20-1,1-2 în secțiune axială ⁸ (Bostan și Petco, 2023-c)

Fig. 4.3. Schema de parametrizare a paletelor rotorului pompei (Bostan și Petco,2023-c)

⁸ Bostan, Viorel, and Andrei Petco. 2023-c. Rotor al pompei hidraulice centrifuge. Hotărâre de acordare a brevetului de scurtă durată, MD, nr. 10387 din 2024.01.25.

Rotorul pompei centrifuge conține paletele (fig. 4.3.) executate cu suprafața de lucru curbilinie în secțiunea transversală și amplasate cu pas unghiular constant α pe diametrul lui exterior *D*. Paletele au curbură variabilă cuprinsă între muchiile lor de intrare LE și de ieșire TE (fig. 4.2.) înscrise în unghiul $\theta = \sum \Delta \theta_i$ (fig.4.3) și sunt amplasate pe diametrele interior D_1 și, respectiv, exterior D_2 , iar paletele rotorului au forma geometrică reprezentată prin linia de curbură, care trece prin punctele $n_1...n_5$ cu muchia de intrare definită prin punctul n_1 exprimat prin diametrul interior D_1 .

Procedeul de setare a parametrilor geometrici în ANSYS DM (fig.4.4) este prezentat în figura 3.5. După parametrizare, se formează modelul geometric, în cazul dat, modelul geometric inițial prezentat în figura 4.4. Modelul geometric a fost realizat pentru o singură paletă, pentru a minimiza resursele de calcul necesare. Stabilirea parametrilor de optimizare a modelului geometric este prezentată în subcapitolul 4.1.5.

4.1.2. Discretizarea modelului geometric

Discretizarea a fost realizată în ANSYS TurboGrid, un instrument puternic de generare a grilei de discretizare, destinat în mod special sarcinilor din domeniul turbomașinilor (turbine, pompe și compresoare). ANSYS TurboGrid a fost ales, pentru că oferă algoritmi automatizați de discretizare, care pot genera grile de discretizare a geometrilor complexe ale paletelor, impulsorilor, rotoarelor, etc., fără intervenția unui inginer. Generarea autonomă a grilei este unul dintre factorii cheie în crearea unui proces de optimizare cu mai multe iterații.

Figura 4.5 prezintă o grilă creată în ANSYS TurboGrid. Rețeaua de discretizare a fost creată în conformitate cu parametrul dorit y⁺, egal cu 1, la numărul Reynolds acceptat al curgerii fluidului în rotorul pompei egal cu $5 \cdot 10^5$.



Fig. 4.4. Modelul geometric inițial (Bostan și Petco, 2023-b)

Fig. 4.5. Discretizarea modelului geometric în ANSYS TurboGrid (Bostan și Petco,2023-b)

Acest lucru ar trebui să facă posibilă obținerea unei rețele structurate suficient de dense, inclusiv în stratul de îndesire (limită), care este necesară pentru o descriere adecvată a curgerii fluidului.

4.1.3. Stabilirea condițiiloe inițiale și la limită

La intrarea în zona de curgere (*Inlet*) (fig.4.6.), se indică presiunea totală (stabilă), $P_{inlet} = 10^6$ Pa, direcția de curgere este normală. Se presupune că la intrarea în sistem curgerea este formată în întregime din apă în stare lichidă, cu turbulență redusă (1%).

La ieșire (**Outlet**) (fig.4.6.), debitul este indicat pentru debitul nominal $Q_{outlet} = 1,75$ (kg/s)/n, unde n este numărul de palete ale rotorului. La ieșirea din sistem, caracteristicile de curgere asociate cu turbulența și cavitația sunt calculate de soluționer (Zero Gradient).

Domeniul rotorului se rotește la 2950 min⁻¹, la o presiune de referință zero (Pref = 0 atm).

În starea inițială, lichidul din zona de proiectare este format în întregime din apă în stare lichidă, iar curgerea se consideră izotermă, la o temperatură de 25°C. Simularea se bazează pe un model de fluid continuu bifazic compus din apă în forma lichidă și vapori de apă la temperatura 25°C.



și la limită în ANSYS CFX pre (Bostan și Petco, 2023.-b)

Condițiile la limită a pereților domeniului (Wall), se aplică specificația "No Slip" fără alunecare – viteza pe aceste suprafețe se presupune a fi zero, ceea ce facilitează modelarea curgerii în zona din apropierea peretelui. De asemenea, modelul nu ia în considerare rugozitatea suprafețelor pereților. Interfața periodică de rotație (Periodic Interface) (fig.4.6.) a fost aplicată pe suprafețele de margine ale domeniului de calcul.

Ca model de control al cronologiei, selectăm opțiunea Physical Timescale (Cronologie fizică). Deoarece mișcarea principală studiată este mișcarea de rotație a rotorului la o viteză constantă, pasul de timp optim a fost ales egal cu $1/\omega = 0,0032$ s, în conformitate cu recomandările din lucrarea (Bostan și Petco 2023), iar Frozen rotor a fost ales ca interfață între domenii (Interface model) la faza validării rezultatelor. Din cauza resurselor de calcul limitate, simularea utilizează calculul în regim staționar. Această abordare de modelare a curgerii turbulente diferă prin faptul

că câmpul de curgere este mediatizat în timp (Bostan și Petco, 2023; 2023).

Un pas important pentru descrierea curgerii fluidului în interiorul pompei în vederea obținerii unor rezultate numerice realiste este stabilirea modelului matematic al turbulenței și al cavitației. Una dintre principalele probleme în calculul curgerii fluidelor, în ceea ce privește simularea procesului de turbulență, constă în fluctuații expresive în câmpul de curgere în timp și spațiu, care pot avea un efect semnificativ asupra imaginii curgerii. Turbulența apare atunci când forțele inerțiale din fluid devin semnificative în comparație cu forțele vâscoase și este caracterizată de un număr Reynolds care atinge ordinul 10⁶ (Gülich 2020).

Ţinând cont de faptul că în cadrul studiului a fost utilizată starea staționară (Steady-State), a fost selectat un model de turbulență bazat pe ecuațiile RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes), care utilizează procedura de mediere statistică folosită pentru a obține ecuațiile, ceea ce reduce considerabil resursele de calcul utilizate. În cercetarea dată, este utilizat modelul de turbulență SST (Menter's Shear Stress Transport) ('Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications | AIAA Journal' 1994).

Modelul de transfer de masă reprezintă modelul de cavitație, bazat pe ecuația Rayleigh-Plesset, care guvernează dinamica unei bule sferice într-un fluid incompresibil. Modelul de cavitație utilizat este modelul Zwart, Gerber și Belamri. În cazul dat au fost aleși următorii parametri: raza situsului de nucleație a fost aleasă R_B egală cu de 1-10-6 m, iar presiunea de saturație a vaporilor P_v = 3170 Pa.

4.1.4. Etapa de procesare și post-procesare

Cerințele minime au fost alese pentru a optimiza resursele de calcul, asigurând convergența numerică cu un timp de execuție minim (Bostan și Petco, 2023; 2023). A fost ales un număr finit de iterații de calcul de 200, iar calculul este, de asemenea, finalizat atunci când este atinsă toleranța pentru eroarea reziduală medie pătratică de 10⁻⁵. Pentru a controla convergența, au fost aleși indicatorii: dezechilibrul domeniului, presiunea statică la intrare și la ieșire, precum și momentul de torsiune la axa de rotație aplicat rotorului pompei (Bostan și Petco, 2023). După efectuarea calculului (fig. 4.7), sistemul afișează presiunea la ieșirea din rotor și momentul de rotație al rotorului în raport cu axa de rotație Z, ca indicator al criteriului de optimizare.



Fig. 4.7. Reprezentarea câmpului de presiune și distribuția parametrului y+ în ANSYS CFX post (Bostan și Petco, 2023-b)

4.1.5. Setarea procesului de optimizare

Procesul de optimizare se bazează pe cuplarea dinamicii fluidelor computaționale și a metodelor algoritmului evolutiv. Aplicarea acestor metode este necesară datorită complexității procesului de curgere a fluidului în rotorul pompei, grație fenomenului pronunțat de turbulență, care nu permite descrierea curgerii prin rezolvarea analitică a ecuațiilor Navier-Stokes și, respectiv, a complexității procesului de optimizare multicriterială. Așadar, acest obiectiv nu poate fi atins prin metodele clasice de calcul și optimizare. Schema procesului de optimizare aplicat este prezentată în figura 4.8.

Procesul de optimizare include următoarele acțiuni procedurale (Bostan și Petco, 2023; 2023):

1. Stabilirea unui punct de referință prin efectuarea unei simulări a debitului la parametrii geometrici inițiali ai rotorului pompei (fig.4.9). Totodată, la această etapă, se realizează validarea numerică a rezultatelor simulării, deoarece acestea pot fi comparate cu rezultatele testelor pompei, efectuate în conformitate cu standardul ISO 9906:1999 – Teste de acceptare a performanțelor hidraulice.



Fig. 4.8. Schema de optimizare a rotorului pompei

Fig. 4.9. Rezultatele validării modelului numeric

(Bostan and Petco, 2023-b)

2. Alegerea parametrilor de optimizare. În calitate de parametri de optimizare au fost selectați 11, parametri care descriu forma și numărul de palete: unghiurile paletelor $\beta_1...\beta_5$, coordonatele unghiulare $\Delta \theta_2...\Delta \theta_5$, diametrul interior D₁ și diametrul exterior al rotorului D₂, precum și numărul de palete Z. În figura 4.3, unghiurile θ sunt reprezentate de parametrul M, care reprezintă poziția liniară a punctelor n₂...n₅.

3. Stabilirea criteriilor de optimizare. Creșterea randamentului a fost selectată drept criteriu de optimizare, cu restricția de a menține constantă înălțimea de pompare a pompei.

Diametrul interior D ₁ ,	mm Diametrul	rotorului D ₂ , mm	Unghiurile paletelor β1β5, °
$17 \div 28$	11	0 ÷ 138	$50 \div 80$
M ₂ , %	M ₃ , %	M4, %	Nr. de palete, z
25±12,5	50±12,5	75±12,5	3 ÷ 8

Tabelul 4.1. Stabilirea limitelor parametrilor de optimizare a modelului geometric

4. Setarea limitelor de variere a parametrilor. Limitele de variație a parametrilor sunt, de asemenea, prezentate în tabelul 4.1. Eșantionarea parametrilor între limitele stabilite a fost realizată prin metoda Hipercubului Latin. Această etapă este necesară pentru a obține combinații aliatoare de valori ale parametrilor. Au fost primite în total 1200 de puncte de proiectare, 200 pentru fiecare dintre numărul de palete ($z = 3 \div 8$). În urma parametrizării, pe baza acestor combinații de parametri, au fost create 974 de geometrii reușite, pe baza cărora a fost realizat procesul de optimizare.

5. Efectuarea unei serii de simulări pe baza modelelor geometrice obținute din datele primite după prelevarea datelor eșantionate. Primirea unui set de date care a fost încărcat în ANSYS optiSLang (fig.4.10).



Fig. 4.10. Procesul de optimizare produs în ANSYS optiSLang (Bostan și Petco, 2023-b)

6. Aplicarea regresiei liniare și a metodei Kriging la setul de date primit din seria de simulări pentru a obține o suprafață de răspuns. Aplicarea suprafeței de răspuns este rațională, deoarece aplicarea optimizării directe în cazul dat este costisitoare din punct de vedere computațional și, din cauza numărului mare de parametri de intrare, nu converge. De asemenea, a fost obținută matricea de corelație utilizată pentru a analiza corelația dintre variabilele din setul de date, care arată corelațiile pe perechi dintre variabile. A fost obținută și matricea coeficientului de performanță (COP) (fig.4.11), care oferă informații despre influența parametrilor asupra valorilor criteriilor de optimizare.





Pe baza matricei COP, putem identifica principalii parametri, care afectează momentul de rotație al rotorului, și anume, diametrul rotorului D și numărul de palete z. Corelația, aproape liniară, dintre acești parametri și criteriul de optimizare este prezentată în figura 4.12 (b).



Fig. 4.12 Suprafața de răspuns: (a) Influența diametrului rotorului și diametrului de intrare a paletei pe sarcina de pompare, (b) Influența diametrului rotorului și a numărului

de palete asupra momentului de torsiune al rotorului (Bostan și Petco, 2023)

7. Aplicarea algoritmului evolutiv. Datorită faptului că în procesul de optimizare există mai mult de o funcție obiectiv, procesul este multicriterial. Aparatul matematic necesar pentru stabilirea și rezolvarea unor astfel de probleme multicriteriale sau multiparametrice este foarte extins și reprezintă o ramură specială a teoriei optimizării ('Principles of Optimal Design | Control Systems and Optimization' 2022). Ca algoritm de optimizare, un algoritm evaluativ EA a fost propus de optiSLang ca fiind cel mai potrivit algoritm de optimizare.

EA, fiind un proces recursiv, constând din următoarele etape: crearea populației inițiale,

evaluarea deciziilor, aplicarea operatorilor genetici (în cazul dat a mutației), evaluarea și selecția soluțiilor (Slowik and Kwasnicka 2020). Iterațiile se repetă până când se stabilesc parametrii optimi ai rotorului pompei. Algoritmul evolutiv a examinat mai mult de 2.10^{4} eșantioane. Studiul geometriei este prezentat în figura 4.13. Trebuie de remarcat că geometria selectată pe margine este marcată cu roșu.



Fig. 4.13. Geometrii explorate de algoritmul evolutiv folosind datele suprafeței de răspuns (Bostan și Petco, 2023-c)

8. Efectuarea simulărilor de curgere a fluidului în rotorul modificat al pompei și compararea datelor cu cele obținute la simularea curgerii în rotorul cu parametrii geometrici inițiali (fig. 4.14).



Fig. 4.14. Rezultatele simulării pompei cu un rotor optimizat (Bostan și Petco, 2023-b)

4.1.6. Analiza rezultatelor geometriei optimizate

Ca urmare a optimizării, eficiența hidraulică a pompei a crescut semnificativ. Există o scădere a presiunii în limitele admise de \pm 5 % față de debitul BEP (Q_{nom} = 20 m³/h), dar și o creștere a eficienței rotorului de la 56 % la 61 % (Bostan și Petco, 2023). Parametrii rotorului cu paletă optimizată sunt prezentați în tabelul 4.2.

Diametrul interior D ₁ , mm	Diametrul rotorului D ₂ , mm		Nr. de palete, z
17	62,3		4
M ₂ , M ₃ , M ₄ , %		Unghiurile paletelor β1β5, °	
36,7; 63,5; 80,8		53,06; 73,15; 57,33; 62,15; 79,78	

Tabelul 4.2. Parametrii geometrici ai rotorului optimizat

Geometria paletelor rotorului optimizat este prezentată în figura 4.15. Putem menționa faptul că, în urma procesului de optimizare, forma paletelor rotorului s-a schimbat esențial, de asemenea și numărul de palete a scăzut până la 4.



Fig. 4.15. Geometria rotorului optimizat (Bostan și Petco, 2023-b)

Comparația dintre profilul original și cel optimizat este prezentată în figura 4.16. Se poate observa că, atunci când numărul de palete a fost modificat de la 6 la 4 (fig. 4.17), unghiul θ a crescut semnificativ. De asemenea, din figura 4.15, din cauza alungirii paletei se poate observa că în urma optimizării paletă "se deformează" astfel încât își pierde proprietățile axiale simetrice în raport cu axa de rotație. Acest lucru se datorează specificului de profilare a modulului ANSYS DM și a instrumentului BladeEditor, care profilează paletei astfel că profilul se proiectează uniform pe suprafețele discului curbat și a celui cu butuc de antrenare, care au forma radical diferită, iar profilarea se execută pe o lungime mare (Bostan și Petco, 2023).



Fig. 4.16. Comparație între forma paletei originale și a celei optimizate (proiecția pe suprafața coroanei) (Bostan și Petco, 2023-b) 105





4.1.7. Optimizarea rotorului (în întregime) a pompei centrifuge model CH 6,3/20-1,1-2

În a doua fază a optimizării a fost realizată optimizarea rotorului pompei per ansamblu, inclusiv suprafețele inelului și ale coroanei. În linii generale, setările simulărilor CFD și ale procesului de optimizare au fost păstrate identice cu cele din faza precedentă.

Stabilirea setărilor simulării

Pentru a genera modelul geometric, a fost de asemenea utilizat ANSYS DM cu ajutorul instrumentului BladeEditor pentru a obține paletele parametrizate ale rotorului. În raport cu modelarea rotorului efectuată în prima fază a optimizării, în cazul dat domeniul rotorului a fost divizat, fiind adăugate 3 straturi adiționale (fig. 4.18). Deși funcția de distribuție a unghiului paletei / unghiului de desfășurare β/θ a rămas aceeași, adăugarea straturilor adiționale permite modelarea "lină" a paletei de la strat la strat, inclusiv și a suprafeței de intrare a paletei, iar paleta devine profilată.

În cadrul procesului de optimizare a fost modificată geometria paletei, precum și suprafețele coroanei și ale inelului (fig. 4.19).



Fig. 4.18. Parametrizarea rotorului pompei în ANSYS DM

Geometria paletei a fost parametrizată în 3 puncte ($n_1...n_3$), prin variația unghiului paletei β (β_1 , β_2 , β_3). Poziția punctului n_1 se determină prin poziția diametrului d, care descrie poziția muchiei de intrare, iar n_3 prin diametrul D₂ al rotorului, dar poziția punctului n_2 prin coordonatele unghiulare $\Delta \theta_2$.





Diametrul gurii rotorului n-a fost luat în considerare în calitate de parametru de optimizare. În calitate de parametri geometrici ce descriu suprafața interioară a inelului este selectat unghiul α de înclinare și raza Rs a inelului. Suprafața coroanei este descrisă prin raza R_H , iar distanța dintre coroană și inel prin lățimea b_2 a canalului rotoric la ieșire.
Setările procedeului de discretizare, precum și setările simulărilor CFD au fost stabilite identice cu cele utilizate în faza precedentă de optimizare.

Setările procesului de optimizare

Criteriul de optimizare rămâne același, mărirea randamentului (micșorarea momentului de torsiune în raport cu axa de rotație $-N(N \cdot m)$), cu constrângere a sarcinii H de pompare mai mare de 20 mH2O. Limitele de variere a parametrilor de optimizare sunt prezentate în tabelul 4.3.

Diametrul LE d, mm	Diametrul rotorului D2, mm	Lăți rotoru m	Lățimea rotorului b₂, Unghiu inelului α° mm		iα°	Unghiurile paletelor β1β3°
18,5 ÷ 22,5	112 ÷ 138	112 ÷ 138 6 ÷		6 ÷ 7,5 0 ÷ 40		54 ÷ 66
M ₂ , %	Raza coroanei	R _H , mm Raza ir		nelului R _s , mm		Nr. de palete, z
50±5	23,5÷28	,5	5 20,7÷ 25,2			$3 \div 8$

Tabelul 4.3. Stabilirea limitelor parametrilor geometrici ai rotorului optimizat

La etapa analizei datelor obținute corelarea parametrilor geometrici de optimizare a fost analizată prin intermediul matricei de corelație (tab. 4.4).

Tabelul 4.4. Matricea	de corelație a	parametrilor	de optimizare	a rotorului pon	ıpei
		-	-	-	-

	α	β ₂	β1	β ₃	D ₂	M ₂	d	R _H	Rs	Z	b ₂	Ν	Н
Н	-0.11	0.00	0.00	0.02	0.89	-0.07	-0.22	-0.01	0.02	0.33	0.11	0.96	1
Ν	-0.04	0.03	0.05	0.04	0.96	-0.09	-0.10	-0.05	0.00	0.18	0.13	1	0.96
b ₂	-0.03	0.01	0.00	-0.01	0.06	0.01	-0.07	-0.05	0.06	0.00	1	0.13	0.11
Z	0.01	0.00	-0.01	-0.01	0.00	0.00	-0.02	0.00	0.00	1	0.00	0.18	0.33
Rs	-0.04	-0.06	0.04	-0.03	-0.01	0.09	-0.09	0.06	1	0.00	0.06	0.00	0.02
R _H	-0.10	0.02	-0.10	0.00	-0.05	-0.02	0.02	1	0.06	0.00	-0.05	-0.05	-0.01
d	0.12	0.05	-0.03	0.07	-0.09	-0.04	1	0.02	-0.09	-0.02	-0.07	-0.10	-0.22
M_2	0.08	0.03	0.02	-0.01	-0.08	1	-0.04	-0.02	0.09	0.00	0.01	-0.09	-0.07
\mathbf{D}_2	0.09	0.01	0.04	-0.03	1	-0.08	-0.09	-0.05	-0.01	0.00	0.06	0.96	0.89
β₃	-0.13	0.03	0.01	1	-0.03	-0.01	0.07	0.00	-0.03	-0.01	-0.01	0.04	0.02
β_1	0.02	-0.04	1	0.01	0.04	0.02	-0.03	-0.10	0.04	-0.01	0.00	0.05	0.00
β ₂	-0.05	1	-0.04	0.03	0.01	0.03	0.05	0.02	-0.06	0.00	0.01	0.03	0.00
α	1	-0.05	0.02	-0.13	0.09	0.08	0.12	-0.10	-0.04	0.01	-0.03	-0.04	-0.11

Influența parametrilor asupra criteriilor de parametrizare este prezentată în matricea coeficienților de prognozare (fig. 4.20). Din cele expuse, putem observa că influența majoră asupra sarcinii de pompare, precum și a momentului de torsiune a rotorului are diametrul exterior al rotorului D_2 . De asemenea, la sarcina de pompare mai influențează numărul de palete z, urmat de unghiul α de înclinare a inelului, precum și diametrul meridianului suprafeței de intrare d. De asemenea, la momentul de torsiune în mică măsură influențează numărul de palete z și unghiul de înclinare a inelului CoP al parametrilor ce descriu geometria paletei este sub 1%.

Acest lucru poate fi datorat micșorării limitei de variere a unghiurilor paletei β , necesar pentru a micșora rata geometrelor "prăbușite" la faza creării modelului geometric.



Fig. 4.20. Matricea coeficienților de prognozare (CoP) ai parametrilor și criteriilor de optimizare a rotorului pompei

La formarea suprafeței de răspuns (fig. 4.21) a fost utilizat procedeul de Kriging anizotrop pentru sarcina de pompare și Kriging clasic pentru momentul de turație. Putem remarca că, grație alegerii limitelor de variere a parametrilor geometrici rezonabili, din 1500 de DP eșantionate au fost obținute 853 de geometrii reușite, supuse simulării CFD.



Fig. 4.21. Suprafața de răspuns (a) pentru sarcina de pompare (b) pentru momentul de torsiune

În calitate de algoritm de optimizare a fost utilizat Algoritm Evolutiv (EA), acest algoritm a fost recomandat de optiSLang fiind optimal pentru un astfel de număr de parametri de optimizare.

4.1.8. Rezultatele optimizării rotorului

Cu scopul obținerii geometriei optime a rotorului pompei pentru pompă model CH 6,3/20 1,1-2, a fost aplicat procedeul de optimizare bazat pe studiul parametrilor simulărilor numerice și a procesului de optimizare expus în capitolul III al tezei. În cadrul studiulul optimizării rotorului pompei de tip CH, au fost obținute 3 modele geometric prezentate în figura 4.22.



Fig. 4.22. Modelul geometric al rotoarelor obținute

(d)

(c)

(a) a rotorului original, (b) a rotorului obținută prin aplicarea modelului analitic,(c) a rotorului cu palete optimizate, (d) a rotorului optimizat per ansamblu

Comparația caracteristicilor rotoarelor obținute (fig. 4.22) este prezentată în tabelul 4.5. Cel mai mare randament a obținut rotorul optimizat complet (suprafețele paletei, inelului și ale coroanei) $\eta_{rot} = 69,5\%$, urmat de rotorul cu palete optimizate $\eta_{rot} = 61,9\%$ și cel obținut prin calculele analitice $\eta_{rot} = 60\%$.

Geometria	Sarcina de	Moment de	Randamentul	Randamentul
rotorului	pompare, mH ₂ O	torsiune, Nm	rotorului	pompei
Originală	20,8	2,03	0,56	0,363
Calculată analitic	21	1,91	0,6	0,384
cu paletă optimizată	19,9	1,776	0,619	0,396
optimizată complet	21,54	1,696	0,695	0,445

Tabelul 4.5. Comparația caracteristicilor pompei originale și optimizate

Se poate observa că rotorul optimizat complet posedă 8 palete, iar cel cu palete optimizate 4 palete. Aceasta se datorează faptului că momentul de turație a rotorului depinde de numărul de palete precum și de momentul de turație per paletă. Dacă în cazul optimizării palei, varianta optimă a fost obținută cu palete cu unghiul θ de desfășurare și un număr redus z de palete, în cazul optimizării complete a rotorului, invers, a fost obținut rotorul cu unghiul θ de desfășurare redus și numărul z mai mare de palete, care s-a mărit de la 4 la 8.

Varianta finală a rotorului pompei, de asemenea, urmează a fi brevetată și utilizată la fabricarea pompei model CH 6,3/20-1,1-2.

4.2. Crearea și optimizarea rotorului pompei centrifuge pentru apă uzată

Pompele pentru apă uzată reprezintă un tip de pompe specializate folosite pentru a transporta și gestiona apa uzată, inclusiv diferite tipuri de lichide cu incluziuni și sunt utilizate atât în gospodării, cât și în industrie sau în alte aplicații. Acest tip de pompe are un rol principal în evacuarea apei reziduale. Apa uzată poate conține solide, reziduuri și contaminanți, care pot cauza blocarea și uzura componentelor pompei, din această cauză organele de lucru posedă caracteristicile de rezistență la uzură sporite în raport cu pompele centrifuge clasice. Există diferite tipuri de pompe pentru apă uzată proiectate pentru diverse aplicații, inclusiv pompe de canalizare, pompe de apă pluvială, pompe cu tocător și altele.

Principiul de funcționare al unei pompe centrifuge pentru apă uzată (fig.4.23) este similar cu cel al pompelor centrifuge clasice. Pompele pentru apă uzată funcționează prin crearea de presiune, care propulsează apa uzată prin rotor în corpul pompei, către destinația sa, stație de tratare a apelor reziduale, drenaj sau punct de evacuare. Pe măsură ce apa uzată trece prin rotor și voluta corpului pompei și racord de refulare, presiunea sa crește. Mișcarea de rotație a rotorului (fig. 4.24) creează forța centrifugă, care propulsează apa uzată radial dinspre centrul rotorului

pompei. Această creștere a presiunii este rezultatul trecerii energiei cinetice dobândite prin acțiunea rotorului în energie potențială pe măsură ce fluidul se deplasează către ieșirea pompei.

În funcție de tipul lichidului operat, precum și incluziuni solide și resturi, pompele pentru apă uzată au caracteristici precum rotoarele deschise, rotoarele de tip vortex sau mecanisme de măcinare care pot tăia și muta solidele prin pompă fără a se înfunda.

În rezumat, pompele pentru apă uzată sunt proiectate în mod specific pentru a face față provocărilor de transport al apei uzate cu solide, resturi și amestecuri. Pompele centrifugale clasice sunt folosite pentru lichide curate, de exemplu, pentru pompe de tip CH/CMP prezența incluziunilor solide neabrazive – permisă până la 0,2 mm în dimensiune și până la 0,2% în greutate (' CRIS Hermetic Pumps' 2023). Selectarea adecvată a tipului de pompă, inclusiv



Fig. 4.23. Pompă centrifugă pentru apă uzată (Gülich 2020)

a rotorului pompei (fig.4.24), este esențială pentru a asigura o funcționare fiabilă și eficientă.



Fig. 4.24. Tipul rotoarelor pompelor de apă uzată după clasificarea, Sulzer Pumps, Sulzer AG (Gülich 2020)

4.2.1. Cercetarea căilor de obținere a modelului geometric al pompei centrifuge pentru apă uzată

În cadrul studiului dat a fost stabilită următoarea sarcină: Crearea organelor de lucru al unei pompe pentru pompare a apelor uzate cu următoarele caracteristici: *Debitul nominal al pompei* $Q_{nom} = 110 \text{ m}^3/h$, înălțimea de pompare de H = 8,5 mH2O, cu turația motorului de $n=1800 \text{ min}^{-1}$ și cu diametrul particulelor care pot trece prin rotor $d_p = 80 \text{ mm}$, cu randament maximal (criterii de optimizare). A fost verificată posibilitatea de aplicare a rotoarelor de tip Q, P_2 și P_3 . Rotoarele de tip Q, P_2 și P_3 , reprezintă rotoarele cu 1÷3 palete, destinate pentru pomparea lichidelor poluate cu particule de dimensiuni mari fără măcinare. În urma simulărilor, a fost comparată construcția pompei cu aceste tipuri de rotoare. Modelele geometrice au fost obținute prin intermediul mediului CFturbo. Din figura 4.25 (a), se poate observa că stabilirea formei zonei de curgere s-a realizat manual în urma unei geometrii inițiale prestabilite de către program. Obținerea automată a geometriei zonei de curgere este greu realizată din cauza criteriului de optimizare ce ține de diametrul maximal al particulei.

În urma testărilor, s-a constatat că doar pompa de tip Q (după clasificarea Sulzer Pumps) este unica, care permite funcționarea pompei la parametrii hidraulici prescriși și trecerea prin rotor a particulelor cu diametrul maximal $d_p = 80$ mm (figura 4.25 (b)). De asemenea, trebuie de menționat că, în calitate de tipul de refulare, a fost aleasă schema cu corpul pompei cu volută (Yonar 2018), similar cu pompa expusă în figura 4.23.





A fost realizată o serie de simulări ale modelelor pompelor, formate din trei domenii (fig. 4.25 (b)): racord de aspirație, rotor și volută cu racord de refulare. Rotoarele și corpurile pompei au fost obținute în mediul CFturbo, ținând cont de diametrul maximal al particulelor care pot trece prin rotor dp = 80 mm. Trebuie de menționat că, în conformitate cu rapiditatea pompei nq = 59, modulul CFTurbo a ales în calitate de tip al rotorului – rotorul diagonal (vezi 2.1.1). Dimensionarea volutei a fost realizată automat ținând cont dimensiunile rotorului. Modelarea volutei corpului pompei a fost realizată după modelul Stepanoff (numărul Stepanoff k_s= 0,327). În calitate de formă a secțiunii volutei a fost selectată secțiunea circulară.

În urma studiului putem constata că, deși parametrii curgerii și, anume, înălțimea de pompare a pompei este aproximativ egală cu cea prestabilită, randamentul pompelor nu depășește $\eta_p = 62,9\%$ (fig. 4.27).



Fig. 4.27. Rezultatele simulării bazate în geometria pompelor obținute în CFtutbo (P_{inlet} = 10 mH₂O)

4.2.2. Elaborarea modelului geometric

Pentru a obține modelul geometric a fost utilizat ANSYS DM. A fost supusă optimizării geometria paletei și suprafețele coroanei și ale inelului. Pentru a obține modelul geometric parametrizat al rotorului a fost aplicat ANSYS BladeEditor. În figura 4.28 este prezentată geometria rotorului optimizat.



Fig. 4.28. Modelul geometric al rotorului pentru apă uzată cu o singură paletă

Geometria paletei a fost parametrizată variind unghiul β al paletei în 3 puncte $n_1...n_3$, cu distribuția grosimii paletei de la 9 mm la intrare la 7mm la ieșire. Rotorul pompei pentru apă uzată conține o singură paletă, are curbură variabilă cuprinsă între muchiile lor de intrare LE și de ieșire TE înscrise în unghi de desfășurare $\theta = \sum \Delta \theta_i$ (Fig. 4.29), amplasată pe diametrele interior D_1 și exterior D_2 . Forma paletelor rotorului este reprezentată prin linia de curbură, care trece prin punctele $n_1...n_3$ determinate prin coordonatele unghiulare $\Delta \theta_2$, $\Delta \theta_3$ și $\Delta \theta_4$ și, respectiv, cu unghiurile palei β_1 , β_2 , β_3 calculate de mediul software.



Fig. 4.29. Modelul de parametrizare al rotorului pentru apă uzată cu o singură paletă

4.2.3. Discretizarea modelului geometric

Deoarece modulul ANSYS TurboGrid nu susține generarea grilei pentru rotoarele cu o singură paletă, a fost luată decizia de a aplica rețeaua de discretizare nestructurată generată în modulul ANSYS Mesher (fig. 4.30). Pentru generarea rețelei de discretizare au fost utilizați următorii parametri:

- Pentru *calculele din ciclul de optimizare*. Mărimea maximală a elementului finit de ΔS = 2mm.
 Pe suprafețele pereților inelului și a coroanei a fost aplicat un strat de îndesire de 25 de volume finite în adâncime și grosimea sartului de 5 mm, iar pe suprafața paletei strat de îndesire de 28 de volume finite în adâncime și grosimea stratului de 5 mm. Au fost obținute rețele cu cca 1,5- 2·10⁶ volume finite.
- Pentru *calculele de validare* a geometriei rotorului optimizat. Mărimea maximală a elementului finit de $\Delta S = 1$ mm. Pe suprafețele pereților inelului și ai coroanei, suprafețele racordului de aspirație și ale volutei au fost aplicate straturi de îndesire de 25 de volume finite în adâncime și grosimea sartului de 2 mm, iar pe suprafața paletei strat de îndesire de 28 de volume finite în adâncime și grosimea stratului de 2 mm. Au fost obținute rețele cu cca 14.10⁶ volume finite.



Fig. 4.30. Grila de discretizare a rotorului (la faza optimizării) generată în ANSYS Mesher

4.2.4. Stabilirea condițiilor inițiale și la limită

Zone de aplicare a condițiile inițiale și la limită sunt prezentate în figura 4.31. La intrarea *(Inlet)* în domeniul rotorului, debitul este format în întregime din apă sub formă lichidă, cu turbulență redusă (1%) și presiune totală de $P_{inlet}=10^6$ Pa. La ieșire *(Outlet)*, este aplicat debitul $Q_{out} = 31$ (kg/s). Ca caracteristici de curgere asociate cu turbulența și cavitația la ieșire din sistem sunt indicate Zero gradient, adică se calculează de solutor. Rotorului i se aplică o turație de 1800 min-1. Presiune a de referință se indică egală cu zero (P_{ref} = 0 atm), la temperatura constantă a fluidului de 25°C. În starea inițială, fluidul din domeniu este format din apă în stare lichidă.

Condițiile la limită de tip Wall se aplică pereților cu specificații de nealunecare (no slip) la viteza nulă în imediată apropiere de perete. Deoarece a fost luată doar o singură paletă ca domeniu de calcul, nu s-a aplicat o interfață periodică rotațională (Periodic Interface) pe suprafețele de margine ale domeniului. A fost aleasă opțiunea Physical Timescale ca model de control al cronologiei, egal cu 0,0053s. Frozen rotor, la rândul său, a fost alea ca interfață de interacțiune dintre domenii.



Fig. 4.31. Stabilirea condițiilor inițiale și la limită

4.2.5. Etapa de procesare și post-procesare

A fost setată schema similară cu cele prezentate în fig. 4.1. Procesul iterativ este oprit fie după ce se ating 400 de iterații de calcul, fie după ce se atinge o toleranță a erorii reziduale de 10⁻⁵ (fig. 4.32-4.33). Au fost aleși următorii monitori pentru a monitoriza convergența: presiunile statice la intrare și la ieșire și momentul de torsiune în jurul axei de rotație a rotorului pompei.



Fig. 4.32. Distribuția câmpului de presiune în rotorul pompei (pe suprafața paletei și a coroanei)



Fig. 4.33. Distribuția parametrilor y⁺ pe suprafețele coroanei și ale paletei (pe suprafața paletei și a coroanei)

4.2.6. Setarea procesului de optimizare

Procesul de optimizare propriu-zis a fost realizat în ANSYS optiSLang. Schema de optimizare este similară cu cea reprezentată în figura 4.8. Structura procedeului de optimizare este prezentată în figura 4.34.



Fig. 4.34. Schema de optimizare a rotorului cu o singură paletă

Limitele de variere ale parametrilor sunt reprezentate în tabelul 4.5. Deoarece această pompă doar se pregătește pentru producere la întreprindere, au fost selectate limitele largi de variere ale parametrilor geometrici.

Diametrul rotorului D,	Lățimea canalului rotoric	Raza coroanei R ₁ ,	Raza inelului R ₂ ,
mm	la ieșire b2, mm	mm	mm
140 ÷ 210	$140 \div 210$	$140 \div 210$	140 ÷ 210
Dozitio n n M0/	Unghiul de desfășurare	Unghiul de	Unghi de înclinare
r oziția p.112 Ivi 76	Δθ ₂ °	desfășurare $arDelta heta_3$ °	a inelului α °
$30 \div 70$	50 ÷ 240	135 ÷ 330	165÷180

Tabelul 4.5. Limitele de variere ale parametrilor de optimizare

Au fost aplicați algoritmi bazați pe EA și NLPQL. Putem menționa că, în cazul procesului de optimizare a rotorului cu o singură paletă, algoritmii utilizați au oferit geometrie optimizată cu parametri geometrici. Realizarea procesului de cercetare a soluției optime realizate de EA este prezentată în grafic Spider-plot expus în figura 4.35. Putem remarca că, pentru razele inelului și a coroanei (R_1 și R_2), limitele de variere în cazul următorului calcul ar trebui să fie majorate, la rândul său unghiul inelului α , fiind maximal, nu poate fi majorat.





4.2.7. Analiza rezultatelor obținute

În urma eșantionării, au fost obținute 600 de modele geometrice ale rotorului pompei pentru apă uzată (cu o singură paletă). Din cauza aplicării unor limite de variere mari, a fost detestat un număr sporit de geometrii incorecte. Au fost obținute 168 de modele geometrice reușite ale rotorului pompei. Asemănător cu procedeul de optimizare descris în secțiunea 4.1, rezultatele simulărilor au fost stocate într-un set de date.

În figura 4.35 estre prezentată suprafața de răspuns obținută din rezultatele simulării. Pentru obținerea suprafeței de răspuns a fost aplicată regresia liniară.



Fig. 4.35 Suprafața de răspuns (a) Influența diametrului rotorului și lățimii palei asupra sarcina de pompare, (b) Influența diametrului rotorului și unghiului de desfășurare θ_3 asupra momentului de torsiune al rotorului

În tabelul 4.7 este prezentată matricea de corelație a parametrilor de optimizare a rotorului pompei pentru apă uzată. Analizând tabelul 4.7, putem observa că influență asupra rezultatului au 6 din 8 parametri de optimizare. Putem observa că influența parametrilor geometrici ai razei coroanei R1 și ai unghiului de înclinare α a coroanei poate fi neglijată.

	D	$\Delta heta_3$ °	$\Delta heta_2$ °	Μ	R ₂	b2	Н	Ν
Moment de torsiune N	0.87	-0.15	0.09	0.02	-0.07	0.06	0.77	1
Sarcina de pompare H	0.79	0.20	0.16	0.05	0.09	0.20	1	0.77
Lățimea canalului b2	-0.03	0.06	0.05	0.03	-0.48	1	0.20	0.06
Raza inelului R ₂	-0.01	-0.01	0.02	-0.03	1	-0.48	0.09	-0.07
Poziția p.n2 M%	0.09	0.01	0.38	1	-0.03	0.03	0.05	0.02
Unghiul de desfășurare $\Delta \theta_2$ °	-0.07	0.20	1	0.38	0.02	0.05	0.16	0.09
Unghiul de desfășurare $\Delta \theta_3$ °	0.10	1	0.20	0.01	-0.01	0.06	0.20	-0.15
Diametrul rotorului D	1	0.10	-0.07	0.09	-0.01	-0.03	0.79	0.87

Tabelul 4.7. Matricea de corelație

Din matricea coeficienților de performanță (fig. 4.36) se poate observa că cea mai mare influentă asupra sarcinii de pompare și momentului de torsiune are diametrul D al rotorului cu o singură paletă. Sarcina de pompare de asemenea este influențată de lățimea b₂ a canalului rotoric.



Fig. 4.36. Matricea de coeficient de performanță (COP)

Parametrii geometrici ai rotorului optimizat au fost puțin modificați din punctul de vedere al cerințelor tehnologice și de proiectare. Parametrii finali ai rotorului sunt prezentați în tabelul 4.8.

Diametrul rotorului D,	Lățimea canalului	Raza coroanei R ₁ ,	Raza inelului R ₂ ,
mm	rotoric la ieșire b2, mm	mm	mm
160	81,5	81,5 94,5 6	
Poziția p.n ₂ M%	Unghiul de desfășurare	Unghiul de	Unghi de înclinare
	$\Delta heta_2$ °	desfășurare $arDelta heta_3$ °	a inelului α °
5 0		• • • •	100

Tabelul 4.6. Parametri geometrici ai rotorului obținut

Modelul geometric al rotorului optimizat este prezentat în figura 4.28. Randamentul pompei a crescut de la $\eta = 62,9\%$ (randamentul modelului geometric inițial obținut în CFturbo) la $\eta = 71.9\%$ (randamentul părții de pompare optimizate). Rezultatele optimizării sunt prezentate în tabelul 4.8.

Geometria rotorului	Sarcina de pompare, mH ₂ O	Moment de torsiune, Nm	Randamentul rotorului	Randamentul pompei
Inițial	9,38	24,1	0,629	0,566
Optimizat	10,7	22	0,785	0,707

Tabel 4.8. Compararea parametrilor organelor de lucru inițiali cu cei optimizați

4.3. Crearea și optimizarea rotorului impulsor al pompei centrifuge de tip CMP

4.3.1. Descrierea trăsăturilor distinctive ale optimizării rotorului impulsor

Problema reducerii rezervei de cavitație sau, cu alte cuvinte, a înălțimii de aspirație pozitivă netă (NPSH) a unei pompe este esențială pentru utilizarea acesteia în sistemele hidraulice închise de joasă presiune. Pentru a reduce NPSH-ul necesar al pompei, este posibil să se instaleze un rotor impulsor, care este un rotor axial în fața rotorului centrifugal al pompei. Impulsorul compensează căderea de presiune la intrarea rotorului, crește uniformitatea la intrarea rotorului, reduce efectul curenților inversați etc., ceea ce poate reduce semnificativ NPSH-ul necesar al pompei (Gülich 2020).

În continuare se prezintă procesul de optimizare a unui rotor impulsor pentru pompă centrifugă din seria CMP (model CMP 1612-7 N2 și CMP 1612-8 N2), produsă de CRIS Hermetic Pumps. Figura 4.37 prezintă un model geometric al unei pompe centrifuge monoetajate al cărei impulsor a fost optimizat. Scopul procesului de optimizare este de a obține un impulsor care să permită obținerea valorii minime a rezervei de cavitație (sarcinii de pompare nete de aspirație necesare – NPSHr) pentru o anumită pompă.

Utilizarea rotoarelor impulsoare la pompele centrifuge este o măsură forțată din cauza că presiunea în zona de intrare este sub valoarea NPSHr. Aplicarea unui impulsor este unul dintre principalele și cele mai eficiente mijloace de reducere a NPSH al pompei.

După cum a fost expus în secțiunea 3.3, cavitația este un proces multifazic, care constă în interacțiunea bulelor de lichid și de vapori, care, împreună cu natura tranzitorie a procesului și cu diferitele scări implicate (de la bule individuale la cavități întregi), precum și cu complexitatea curgerii într-o pompă centrifugală, reprezintă o problemă semnificativă pentru modelarea matematică și calculele numerice ale caracteristicilor fluidului de curgere. Cavitația, ca fenomen fizic complex, include o tranziție de fază cu transfer de căldură și de masă (S. C. Li 2000) și poate

fi privită ca o pierdere a continuității fluidului într-o zonă de presiune redusă (Franc and Michel 2005).

În cazul în care impulsorul este absent, într-o pompă centrifugă, cavitația apare atunci când presiunea fluidului la intrarea rotorului scade sub presiunea de saturație a vaporilor, ceea ce determină "fierberea" fluidului. Atunci când aceste bule se deplasează în zona de înaltă presiune din rotorul pompei, ele se prăbușesc, provocând o serie de efecte negative și, dacă presiunea din sistem este mai mică decât înălțimea de aspirație pozitivă netă necesară (NPSHr), afectează semnificativ performanța pompei.



Fig. 4.37. Modelul pompei ermetice cu motor capsulat, model CMP 1612/7 N2 (produs de întreprinderea CRIS Hermetic Pump)

Motivele apariției cavitației în partea de curgere a unei pompe centrifuge, în conformitate cu (Franc and Michel 2005), sunt: natura nestaționară a curgerii cu un număr Reynolds mai mare ($\text{Re} > 10^5$) (Dick 2022), geometria complicată a peretelui, tipică turbomașinilor, iar rugozitatea peretelui creează cavități mici localizate și atașate (Gülich 2020).

Procesul de cavitație poate conduce la următoarele efecte asupra performanței pompei: reducerea eficienței pompei și a înălțimii dezvoltate ca urmare a încălcării integrității fluxului și a pierderii de energie cauzate de formarea bulelor de vapori (Gülich 2020; S. C. Li 2000; Franc and Michel 2005), deteriorarea mecanică a pompei, cum ar fi eroziunea, coroziunea, și formarea de gropi de cavitație pe suprafețele pieselor aerodinamice, cum ar fi paletele (Dick 2022). De asemenea, procesul de cavitație crește zgomotul și vibrațiile care sunt închise de colapsul bulelor de vapori.

Trebuie remarcat faptul că, atunci când impulsorul pompei funcționează cu o presiune la intrarea în sistem apropiată de NPSH, cavitatea de cavitație umple întregul spațiu dintre palete datorită unei accelerări bruște a debitului. După cum se menționează în (S. C. Li 2000), destul de

des, mulți autori combină tipurile de cavități observate în simpla cavitație "la suprafața paletelor", deoarece aceste fluxuri nu sunt adesea ușor de observat în turbomașini.

4.3.2. Descrierea algoritmului procesului de optimizare

Crearea și setarea unui proces de optimizare este o sarcină dificilă, dar și consumatoare de timp. Cu toate acestea, procesul de optimizare este semnificativ superior metodelor clasice de obținere a geometriei pieselor pompei, cum ar fi modelele analitice derivate din date empirice (Bostan and Petco 2023a).

Procesul de optimizare (similar cu cel expus în fig. 4.8) a pieselor pompelor centrifuge necesită o analiză atentă, modelare, procesare a rezultatelor și constă, de obicei, în (Parikh, Mansour, and Thévenin 2021; J. Zhang et al. 2011; Moisă, Susan-Resiga, and Muntean 2013):

- Formularea problemei de optimizare și selectarea parametrilor și criteriilor de optimizare.
- Crearea modelului geometric pe baza parametrilor selectați, generarea grilei de volume finite și realizarea simulării CFD, destinată simulării proceselor de curgere în părțile de lucru ale pompei centrifuge. Efectuarea postprocesării și a selecției datelor.
- Aplicarea algoritmului de optimizare pentru identificarea parametrilor optimi ai modelului geometric.
- Validarea geometriei obținute prin efectuarea unei simulări de curgere cu ajutorul impulsorului rezultat. Întregul volum al traseului de curgere al pompei centrifuge este utilizat ca domeniu de calcul.

O validare suplimentară de dorit a formei optimizate ar putea include testarea experimentală și compararea rezultatelor simulării numerice cu datele experimentale și validarea eficacității impulsorului rezultat.

4.3.3. Formularea sarcinii de optimizare

Alegerea unui criteriu de optimizare, a parametrilor și a restricțiilor joacă un rol esențial (Parikh, Mansour, and Thévenin 2021; J. Zhang et al. 2011; Moisă, Susan-Resiga, and Muntean 2013) în procesul de optimizare. În cazul acestui studiu, ar fi logic să se utilizeze nivelul NPSH3 ca un criteriu de optimizare, simulând procesul de testare a unei pompe centrifuge descris în standardul ISO 9906:2012 – Teste de acceptare a performanțelor hidraulice (International Organization for Standardization 2012), adică prin reducerea treptată a înălțimii până când scăderea înălțimii totale la debit constant ajunge la 3%. În acest caz, ar trebui să se utilizeze ca model geometric întregul model al întregului traseu de curgere al pompei.

Natura iterativă a procesului de optimizare conduce la o creștere semnificativă a resurselor

de calcul necesare (memorie și timp de procesare). Pentru a le reduce, s-a decis să se utilizeze un model geometric simplificat. În loc de domeniul de calcul extins, format din părțile de curgere ale conductelor de aspirație și de refulare, rotorul pompei și impulsorul, s-a luat în considerare un domeniu de calcul redus (de 6,6 ori), format doar din partea de curgere a impulsorului. De asemenea, criteriul de optimizare a fost modificat, de la reducerea efectivă a NPSHr la maximizarea înălțimii impulsorului, astfel cum este descris în subsecțiunea 3.1.

4.3.4. Crearea modelului geometric

Pentru obținerea modelului geometric a fost utilizat ANSYS DesignModeler cuplat cu BladeEditor (fig. 4.38). Modelul geometric reprezintă partea de curgere a impulsorului pompei centrifuge, constând în volumul dintre palete, bucșă și suprafața exterioară. A fost aleasă schema cu 2 palete. Numărul de palete ale impulsorului nu a fost luat în considerare ca parametru de optimizare. Din cauza simetriei axiale a geometriei impulsorului, poate fi luată în considerare doar jumătate din domeniul de calcul.



Fig. 4.38. Model geometric al impulsorului unei pompe centrifuge utilizat în cadrul procesului de optimizare

4.3.5 Discretizarea modelului geometric

Modelul de discretizare a fost generat folosind ANSYS TurboGrid (Fig. 4.39), care poate capta cu acuratețe geometria și caracteristicile de curgere ale componentelor turbomașinilor (Bostan and Petco 2023a).



Fig. 4.39. Rețea structurată obținută în ANSYS TurboGrid

Următorii parametri au fost utilizați ca parametri de rețea: parametrul realizabil dorit y+ = 1, cu numărul Reynolds așteptat al fluxului de fluid în impulsor egal cu $5 \cdot 10^5$. Ca set topologic a fost utilizat Single Round-Round Symmetric set. În medie, se obțin între 1,5 și 2 milioane de volume finale într-o grilă hexaedrică structurată, cu grosimea primului strat egală cu $5 \cdot 10^{-6}$ m.

4.3.6. Stabilirea condițiilor inițiale și la limită

Condițiile inițiale și la limită aplicate sunt prezentate în figura 4.40. La intrarea în domeniu, debitul este format în întregime din apă sub formă lichidă, cu turbulență redusă (1%) și presiune totală de $P_{inlet} = 10^6$ Pa. La ieșire, debitul este indicat la un debit nominal $Q_{out} = 27,78$ (kg/s) / n, unde n = 2 este numărul de palete ale impulsorului. De asemenea, caracteristicile de curgere asociate cu turbulența și cavitația sunt calculate de solutor (Zero gradient).

Domeniului i se aplică o viteză de rotație de 2950 min-1, presiunea de referință este nulă ($P_{ref} = 0$ atm). Condițiile la limită de tip Wall se aplică pereților cu specificații de nealunecare (no slip) la viteza nulă în imediată apropiere de perete. Modelul nu ia în considerare rugozitatea suprafețelor de contact și forțele gravitaționale. Ca model termodinamic, a fost utilizat un model izotermic, la o temperatură a fluidului de 25°C.

În starea inițială, fluidul din zona de calcul este format în întregime din apă în stare lichidă. Deoarece a fost luată doar o singură paletă ca domeniu de calcul, s-a aplicat o interfață periodică rotațională (Periodic Interface) pe suprafețele de margine ale domeniului.

Opțiunea Physical Timeline a fost aleasă ca model de gestionare a cronologiei. În conformitate cu metodologia descrisă în (Bostan and Petco 2023a), au fost verificate diferite valori ale parametrului Physical Timeline, $1/\omega = 0,0032$ s a fost ales ca fiind optim pentru rotorul pompei, unde: $\omega = 2\pi n$ este viteza unghiulară.

Frozen rotor a fost ales ca interfață între domenii, deoarece modelează mai bine interacțiunea dintre domenii (Bostan and Petco 2023a).



Fig. 4.40. Aplicarea condițiilor limită și inițiale

Ca model de descriere a curgerilor turbulente a fost utilizată abordarea RANS (Reynoldsaveraged Navier-Stokes) în regim staționar, și anume, modelul k-omega SST (Menter's Shear Stress Transport) (Menter 1994). Modelul SST este cel mai frecvent utilizat pentru modelarea turbulenței în turbomașini (Bostan 2014).

Modelul de cavitație utilizat în ANSYS CFX se bazează pe ecuația Rayleigh-Plesset, modelul Zwart, Gerber și Belamri (*Ansys CFX Solver Theory Guide. Release 2021 R2* 2021; Zwart, Gerber, and Belamri 2004). Raza aleasă a bulei R_B este de 1·10⁻⁶ m, iar presiunea de saturație a vaporilor $P_v = 3170$ Pa.

4.3.7. Procesarea, postprocesarea și selectarea datelor

Calculele iterative au fost efectuate în ANSYS WorkBench. Procesul iterativ (similar cu cele prezentate în figura 4.1) este oprit fie după ce se atinge numărul maxim de iterații stabilit la 250, fie după ce se atinge o toleranță a erorii reziduale de 10⁻⁵.

Pentru a monitoriza convergența, au fost aleși următorii parametri: presiunile statice la intrare și la ieșire, precum și cuplul în jurul axei de rotație aplicat impulsorului pompei și dezechilibrul domeniului.

Figura 4.41 prezintă distribuția parametrului adimensional al distanței pereților y+, care determină precizia predicției grosimii stratului limită, pe pereții butucului și ai paletelor impulsorului. Se poate observa că y+ variază ca urmare a unei modificări semnificative a debitului de fluid și tinde să fie de ordinul unităților, ceea ce reprezintă un bun indicator pentru procesul de optimizare (Bostan 2014).

După finalizarea calculului, valorile dorite ale înălțimii impulsorului sunt afișate ca indicator al criteriului de optimizare.





Fig. 4.41 (a) Distribuția parametrilor y+ pe suprafețele bucșei impulsorului și ale paletelor,(b) Linii de curent cu indicarea vitezei de curgere

4.3.8. Setarea parametrilor și a criteriilor de optimizare

Pentru realizarea optimizării se utilizează software-ul ANSYS optiSLang (fig. 4.42). Ca și criteriu al procesului de optimizare, a fost aleasă înălțimea maximă dezvoltată de impulsor. Principalul avantaj constă în reducerea resurselor de calcul necesare. Dezavantajul constă în faptul că nu se ia în considerare influența reciprocă dintre impulsor și rotorul pompei, deoarece impulsorul este considerat separat de restul părții de curgere a pompei centrifuge.



Fig. 4.42 Analiza și prelucrarea datelor efectuate în ANSYS optiSLang

Lungimea impulsorului L, diametrul exterior al impulsorului D, diametrul butucului d și unghiul de înfășurare θ (Fig. 4.43) au fost aleși ca parametri de optimizare. Limitele pentru modificările acceptate ale parametrilor sunt prezentate în tabelul 4.10. Aceste limite au fost alese, ținând cont de faptul că impulsorul a fost proiectat pentru o pompă deja fabricată, ceea ce a afectat semnificativ limitele pentru diametrul exterior D al impulsorului și lungimea L a acestuia.

Fabelul 4.10. Limitele	parametrilor	de	optimizare
------------------------	--------------	----	------------

Diametrul bucșei d,	Diametrul exterior D,	imetrul exterior D, Lungimea	
mm	mm	mm impulsorului L, mm	
36 ÷ 50	80 ÷ 105	50 ÷ 86	-360 ÷ -90



Fig. 4.43 Desenul părții de pompare a pompei centrifuge, cu indicarea parametrilor de optimizare

Selecția parametrilor între limitele stabilite a fost realizată prin metoda hipercubului latin. Au fost obținute în total 120 de puncte calculate. Eșantionarea este necesară pentru a obține combinații aleatorii de valori ale parametrilor.

4.3.9. Analiza și prelucrarea datelor efectuate în ANSYS optiSLang

S-a efectuat o serie de simulări pe baza modelelor geometrice obținute din datele de după eșantionare. Setul de date obținut a fost încărcat în software-ul ANSYS optiSLang (fig. 4.42). Au fost luate în considerare un total de 98 de puncte calculate. Regresia liniară a fost aplicată setului de date primit dintr-o serie de simulări pentru a obține o suprafață de răspuns, așa cum se arată în figura 4.44.

Se poate observa din figura 4.44 (b) că impulsorii, al căror unghi de înfășurare θ este mai mic de 200-250 de grade, prezintă aproape întotdeauna o presiune de ieșire mai mică decât presiunea de intrare, ceea ce indică faptul că impulsorul nu dezvoltă înălțime din cauza unei secțiuni transversale prea mici a zonelor de curgere.



Fig. 4.44. Reprezentarea suprafeței de răspuns (a) Înălțimea de pompare vs. unghi de înfășurare θ și diametrul exterior D;

(b) Înălțimea de pompare vs. unghi de înfășurare θ

A fost obținută o Matrice de Corelație (tab. 4.11) care indică gradul de corelație (dintre parametri și criteriile de optimizare). Matricea de corelație se calculează folosind metode statistice, în cazul dat coeficientul de corelație Pearson. Acesta măsoară relația liniară dintre variabile, variind de la -1 (corelație negativă perfectă) la +1 (corelație pozitivă perfectă), 0 indicând absența corelației (Jules J. Berman 2016).

	Diametrul	Diametrul	Lungimea	Unghi de	Înălțimea de
	bucșei d	exterior D	impulsorului L	înfășurare θ	pompare
Înălțimea de pompare	-0.05	0.48	0.32	0.68	1.00
Unghi de înfășurare θ	0.03	-0.06	-0.05	1.00	0.68
Lungimea impulsorului L	0.02	-0.02	1.00	-0.05	0.32
Diametrul exterior D	0.04	1.00	-0.02	-0.06	0.48
Diametrul bucșei d	1.00	0.04	0.02	0.03	-0.05

Tabelul 4.11 Matricea de corelație

Pe baza Matricei de corelație și a Matricei coeficientului de performanță, este posibilă identificarea principalilor parametri, care afectează înălțimea de pompare exercitată de impulsor. În cazul dat, acesta este unghiul de înfășurare θ și diametrul exterior D al impulsorului, într-un grad mai mic lungimea impulsorului L, iar diametrul butucului d aproape că nu afectează capul impulsorului.

Ca algoritm de optimizare au fost selectați un algoritm evolutiv (EA), programarea neliniară prin Lagrangian pătratic (NLPQL) și metoda adaptivă a suprafeței de răspuns (ARSM). Au fost comparate rezultatele optimizării obținute prin metodele de mai sus. Cel mai bun rezultat a fost arătat de geometria obținută de parametrii celui mai bun rezultat obținut din setul eșantionat de date (Design Point - DP), care a prezentat înălțimea de pomparea impulsorului, de aproximativ H = 51,5 kPa sau 5,26 mH2O (tab. 4.12).



Fig. 4.45. Matricea coeficientului de performanță (COP)

Algoritm de optimizare	Diametrul bucșei d, mm	Diametrul exterior D, mm	Lungimea impulsorului L, mm	Unghi de înfășurare θ, °	Înălțimea de pompare
EA	46.96	103.5	81.00	-90.00	4.63
NLPQ	46.04	104.8	66.00	-92.60	4.25
ARSM	47.7	104.86	50.00	-91.00	4.29
Best DP	41.12	104.12	77.18	-180.45	5.26

Tabelul 4.12. Compararea rezultatelor optimizării

Rezultatele au fost validate digital (fig. 4.46–4.47) prin simularea curgerii fluidului prin întreaga pompă și determinarea unui NPSH3 aproximativ prin scăderea treptată a presiunii de intrare.

Trebuie remarcat faptul că, la valori ale presiunii apropiate de NPSH3, este mult mai dificil să se obțină convergența rezultatului, precum și să se elimine dezechilibrul dintre domeniile de calcul. Ca urmare a modelării la o presiune apropiată de NPSH3 necesară, cavitățile de cavitație formate sunt similare cu cavitățile captate experimental și prezentate în lucrările (Cervone et al. 2005; Shimiya et al. 2008; Rapposelli et al. 2002). Atunci când presiunea scade sub NPSH3 (fig.4.46), cavitățile de cavitație ajung la marginea de intrare a rotorului, marcată în figura 4.47, zone în care volumul de vapori crește volumul de apă din faza lichidă.

Ca o verificare experimentală a procesului de optimizare a impulsorului pompei centrifuge, a fost testată o pompă centrifugă din seria CMP. Pompa optimizată a fost testată în conformitate cu ISO 9906:2015.





Fig.4.46 Distribuția câmpului Fig. 4.47. Reprezentarea cavităților la NPSH = 2,6 mH2O de presiuni

4.3.10. Validarea experimentală a rezultatelor optimizării

Scopul testului (fig. 4.48, 4.49), pe lângă obținerea principalelor caracteristici ale pompei (înălțimea de pompare exercitată, consumul de curent și puterea), a fost de a obține și valoarea NPSH3, a rezervei de cavitație critică, adică înălțimea de aspirație pozitivă netă disponibilă pentru pompa de testare la debit constant, atunci când înălțimea de pompare este redusă cu 3 % ca urmare a cavitației cauzate de scăderea înălțimii de aspirație disponibile.



Fig. 4.48. Schema de testare

Fig. 4.49. Structura stației de testare

Uneori, NPSH3 este denumit înălțimea de aspirație pozitivă netă necesară (NPSHr). Cu toate acestea, NPSHr al pompei trebuie să fie mai mare decât NPSH3 pentru ca pompa să funcționeze fără pierderi de înălțime de pompare și pentru o funcționare fiabilă pe termen lung. O măsurare a căderii de presiune de 3% pare rezonabilă datorită faptului că această valoare este cea mai mică cădere de presiune, care poate fi înregistrată în mod practic și este încă standardul industriei (Bostan și Petco, 2023).

În cadrul cercetării (Fig.4.50), a fost utilizată o schemă de testare închisă, debitul de fluid a fost utilizat ca o constantă, iar presiunea din rezervor a fost utilizată ca variabilă independentă. Testele de cavitație au fost efectuate cu apă rece curată. Temperatura a fost măsurată cu un termometru T, pentru a determina densitatea reală. Pompa a fost pornită, cu debitul setat (măsurat cu debitmetrul Fm), corespunzător debitului din punctul dorit, presiunea fiind măsurată cu manometrul M1. Măsurătorile au fost efectuate iterativ, cu un anumit interval de scădere a presiunii în rezervor. În cazul unei căderi de presiune de 3%, se înregistra valoarea P_{M1} de pe manometrul M1 pentru a obține valoarea NPSH3 calculată cu formula (4.2):

$$NPSH3 = 0,102 \frac{\pm P_{M1} + P_b - P_v}{\rho} + Z_{M1} + 0.0827 \frac{Q^2}{d_1^4}$$
(4.2),

unde: P_{M_1} este valoarea presiunii la manometrul M_1 , Pb reprezintă presiunea barometrică, Z_{M_1} reprezintă marcajul vertical al poziției manometrului M_1 , iar Q este valoarea debitului ce trece prin conducta de aspirație cu un diametru d_1 .



Fig. 4.50. Testarea pompei

Fig. 4.51. Impulsorul și rotorul fabricat

Valoarea NPSH3, este necesară pentru a evita cavitația și se utilizează pentru a obține valoarea NPSHr recomandată:

$NPSHr = NSPH3 + P_{\nu} + 0.5 m(H2O).$

Valoarea NPSH3 a fost obținută egală cu 2,60 metri la debit nominal (BEP), ceea ce corespunde specificației tehnice. Rezultatele testului sunt prezentate în figura 4.52. Din figură se poate observa o scădere proporțională a NPSH3 în general cu 0,5 mH2O, ceea ce este în concordanță cu datele teoretice.



Fig. 4.52. Caracteristicile cavitaționale (*NPSH*₃) ale pompei cu construcția originală (verde) și cu impulsorul (roșu)

4.4. Concluzii la capitolul 4

În cadrul capitolului au fost formulate următoarele concluzii:

1. În urma aplicării metodologiei a fost realizată optimizarea rotorului pompei model CH 6,3/20-1,1-2 (Bostan și Petco, 2023). În prima fază a fost realizată optimizarea paletei rotorului, suprafețele coroanei și a inelului rămânând identice cu rotor original. A fost realizat un proces de optimizare bazat pe metodele de dinamică computațională a fluidelor în combinație cu metodele stohastice de optimizare definite de algoritmul evolutiv. A fost efectuat procesul de optimizare pe baza criteriului de creștere randamentului hidraulic al rotorului pompei, cu restricția de menținere a înălțimii de pompare a fluidului. Se poate constata că eficiența mecanică a pompelor centrifuge depinde de diametrul rotorului, de numărul și de profilul geometric al paletelor. Aplicarea procesului de optimizare la crearea profilului paletei a condus la reducerea pierderilor de energie la nivelul interacțiunii dintre paletă și fluid și la creșterea randamentului hidraulic al rotorului de la 56% la 61%, iar randamentul pompei a crescut de la 36,3% la 39,6%. Rezultatele optimizării sunt în curs de brevetare (Bostan și Petco, 2023).

2. De asemenea, a fost realizat și procesul de optimizare a rotorului per ansamblu, inclusiv și suprafețele inelului și ale coroanei. În cazul dat în afara parametrilor menționați sus se poate observa și influența lățimii canalului rotoric asupra sarcinii de pompare. Aplicarea procesului complex de optimizare a dus la creșterea randamentului hidraulic al rotorului la 69,5%, iar a randamentului pompei la 44,5%.

3. A fost obținut modelul geometric al organelor de lucru ale unei pompe centrifuge pentru apă uzată cu rotor cu o singură paletă. În urma procesului de optimizare, putem constata o creștere de randament hidraulic al pompei centrifuge, în raport cu model geometric inițial obținut în CFturbo, de la 62,9% la 78,5% sau a randamentului pompei de la 56,6% la 70,7%.

4. De asemenea, a fost prezentat procesul de creare a unui rotor impulsor de pompă centrifugă (Bostan și Petco, 2023). Diferiți algoritmi de optimizare, bazați pe o suprafață de răspuns, au fost comparați cu rezultatul celei mai bune geometrii eșantionate. Sarcină de pompare maximală a fost obținută la aplicarea parametrilor geometrici, care corespunde celei mai bune geometrii eșantionate. A fost efectuată o validare digitală a rezultatelor procesului de optimizare, ale cărei rezultate se corelează cu datele practice. S-au efectuat teste de cavitație pe pompa cu designul original și cu impulsorul. Utilizarea impulsorului rezultat a dus la o scădere a NPSH3 cu 0,5 mH2O la debit nominal, ceea ce corespunde specificației tehnice. Impulsorul rezultat a fost aplicat la o pompă centrifugă de serie cu motor cu conserve produsă de CRIS Hermetic Pumps.

5. CONCLUZII GENERALE ȘI RECOMANDĂRI

Problema abordată în teză este consacrată majorării eficienței energetice a pompelor centrifuge prin modelarea matematica și calculul numeric al curgerii fluidului, realizată cu ajutorul creării unei metodologii de optimizare a organelor de lucru ale pompelor centrifuge bazate pe metodele de dinamică computațională a fluidelor (CFD) cuplate cu aplicarea algoritmilor stohastici de optimizare.

Concluziile și recomandările formulate, precum și rezultatele primite, reprezintă contribuțiile originale care, în sinteză, sunt următoarele:

1. A fost descrisă starea actuală a industriei de producere a pompelor din RM (Petco 2019). Putem constata o scădere considerabilă a producerii pompelor în RM. Pentru a redresa acest proces au fost stabilite direcțiile de modernizare a pompelor centrifuge produse în RM (Petco 2021; 2023).

2. Au fost studiate metodele de generare a geometriei organelor de lucru ale pompelor centrifuge (Petco 2021; 2023) și a fost studiată experiența mondială de aplicare a modelelor de optimizare moderne în soluționarea problemelor de optimizare a pompelor centrifuge (Petco 2021; 2023).

3. Au fost prezentate considerente teoretice privind pompele centrifuge și obținut rotorul pompei centrifuge calculat după modelul empiric prezentat. La faza validării numerice, rotorul obținut a prezentat randamentul hidraulic mai mare decât cel original, însă mai mic decât cele optimizate, ceea ce arată că metodă dată de obținere a modelului rotorului poate fi aplicată, însă este inferioară metodelor bazate pe simulările CFD și optimizări (Bostan and Petco 2023b).

4. Cu scopul obținerii metodologiei de optimizare a organelor de lucru a pompelor centrifuge a fost efectuat studiul setărilor optimale ale modulelor ANSYS aplicate în proces de optimizare. Pentru rezolvarea a fost selectat modulul de parametrizare și generare a modelului geometric – ANSYS Design Modeler, iar în calitate de modul de discretizare a fost selectat, pentru grilă nestrecurată – ANSYS Mesher, iar pentru rețea structurată – ANSYS TurboGrid.

(Bostan și Petco 2023). Totodată, în urma studiului de convergentă s-a constatat că cea mai bună opțiune este alegerea dimensiunii volumului finit de ordinul 1,5 mm și a 15-20 de straturi de îndesire. De asemenea a fost stabiliți setările optime ale procesului de simulare. În urma comparării modelelor de turbulentă a fost selectat modelul de turbulență RANS SST (Bostan și Petco 2023), iar în urma unui studiu de modelare cavitației au fost stabiliți parametrii optimali modelului de cavitație Zwart-Gerber-Belamri, utilizat de ANSYS CFX. În calitate de algoritm de optimizare a fost ales optiSLang.

5. În baza metodologiei prezentate a fost realizată optimizarea rotorului pompei model CH 6,3/20-1,1-2 (Bostan și Petco, 2023). Aplicarea optimizării construcției a dus la creșterea randamentului hidraulic al rotorului de la 56% la 69,5%, iar randamentului pompei de la 36,3% la 44,5%.

6. A fost obținut modelul geometric al organelor de lucru ale unei pompe centrifuge pentru apă uzată cu rotor cu o singură paletă. În urma procesului de optimizare, s-a constatat o creștere de randament hidraulic al pompei centrifuge, în raport cu modelul inițial, de la 62,9% la 78,5% sau a randamentului pompei de la 56,6% la 70,7%.

7. În baza metodologiei a fost efectuat procesul de creare a unui rotor impulsor de pompă centrifugă (Bostan și Petco, 2023). În urma testării de cavitație se poate constata că utilizarea impulsorului rezultat a dus la o scădere a NPSH3 cu 0,5 mH2O la debit nominal, ceea ce corespunde specificației tehnice. Impulsorul rezultat a fost aplicat la două modele de pompe centrifuge de serie cu motor capsulat produse de CRIS Hermetic Pumps.

Direcții și obiective de cercetare pe viitor:

Pentru viitor se propune continuarea cercetărilor legate de optimizarea organelor de lucru ale pompelor centrifuge, și anume a aparatelor directoare, volutelor corpurilor pompelor ș.a. De asemenea se propune aplicarea simulărilor CFD tranzitorie pentru etapa de validare numerică.

Totodată, putem menționa că metodologia dată, poate fi aplicată nu numai la optimizarea organelor de lucru ale pompelor centrifuge, ci și la optimizarea organelor de lucru ale majorității pompelor dinamice sau hidrogeneratoarelor dinamice.

BIBLIOGRAFIE

- 'ANSI/HI 9.6.1-2017 Rotodynamic Pumps Guideline for NPSH Margi'. 2017. Accesat 18 Iulie 2023. https://webstore.ansi.org/standards/hi/ansihi2017-1658079.
- Ansys CFX Solver Theory Guide. Release 2021 R2. 2021. Accesat 18 Iulie 2023. ANSYS, Inc. https://www.ansys.com/.
- Ansys CFX-Pre Users Guide. Release 2021 R2. 2021. ANSYS, Inc. Accesat 18 Iulie 2023. ANSYS, Inc. https://www.ansys.com/.
- Ansys CFX-Solver Modeling Guide. Release 2021 R2. 2021. ANSYS, Inc. Accesat 18 Iulie 2023. ANSYS, Inc. https://www.ansys.com/.
- Ansys TurboGrid User's Guide. Release 2021 R2. 2021. 1030 Pag. ANSYS, Inc. Accesat 18 Iulie 2023. ANSYS, Inc. https://www.ansys.com/.
- Anton, L.E.; Baya, A.; Milos, T. & Stuparu, A. 2007. *Hidrodinamică experimentală*. Orizonturi Universitare.
- Best Practice: Scale-Resolving Simulations in Ansys CFD. 2015. Accesat 23 May 2023. https://www.ansys.com/resource-center/technical-paper/best-practice-scale-resolvingsimulations-in-ansys-cfd.
- Bordeașu, Ilare, Eugen Dobândă, Cornel Velescu, Dorin Galeriu, Ionel Doru Baciu, Adriana Manea, Liliana Sucitu, Rodica Bădărău, and Constantin Florescu. 2013. *Probleme de hidrodinamică, rețele de conducte, canale și mașini hidraulice*. Timișoara: Editura Politehnica.
- Bostan, Viorel. 2014. Modele matematice în inginerie: probleme de contact : modelări și simulări numerice în aero-hidrodinamică. Chișinău: s.n.
- Bostan, Viorel, and Andrei Petco. 2023. 'Determining Optimal Simulation Settings for the Centrifugal Pump Parts Optimization Process.' *Journal of Engineering Science*, no. 30 (2): 8–22. https://doi.org/10.52326/jes.utm.2023.30(2).01.
- Bostan, Viorel, and Andrei Petco. 2023 -b. 'Minimizing Blade-Fluid Energy Losses in Centrifugal Hydraulic Pump Impellers'. ACTA TECHNICA NAPOCENSIS - Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering, Vol 66, No 4, Cluj- Napoca ACTA TEHNICA, 2023.
- Bostan, Viorel, and Andrei Petco. 2023-c. Rotor al pompei hidraulice centrifuge. Hotărâre de acordare a brevetului de scurtă durată, MD, nr. 10387 din 2024.01.25, numărul cererii S2023 0029, cu data depozitului 2023.03.23.
- Brandner, Paul A., James A. Venning, and Bryce W. Pearce. 2022. 'Nucleation Effects on Cavitation about a Sphere'. *Journal of Fluid Mechanics* 946 (September): A1.

https://doi.org/10.1017/jfm.2022.511.

- Brennen, Christopher E. 1995. *Cavitation and Bubble Dynamics*. Oxford Engineering Science Series 44. New York: Oxford University Press.
- Carlton, J.S. 2019. *Marine Propellers and Propulsion. Fourth Edition*. Elsevier. https://doi.org/10.1016/C2014-0-01177-X.
- Çengel, Yunus A., and John M. Cimbala. 2014. *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. Third edition. New York: McGraw Hill.
- Cervone, Angelo, Lucio Torre, Cristina Bramanti, Emilio Rapposelli, and Luca d'Agostino. 2005. Experimental Characterization of Cavitation Instabilities in the Avio 'FAST2' Inducer. https://doi.org/10.2514/6.2005-4451.
- Checcucci, Matteo, Federica Sazzini, Michele Marconcini, Andrea Arnone, Mario Coneri, Luigi De Franco, and Matteo Toselli. 2011. 'Assessment of a Neural-Network-Based Optimization Tool: A Low Specific-Speed Impeller Application'. *International Journal* of Rotating Machinery 2011: 1–11. https://doi.org/10.1155/2011/817547.
- Chien, Kuei-Yuan. 1982. 'Predictions of Channel and Boundary-Layer Flows with a Low-Reynolds-Number Turbulence Model'. AIAA Journal 20 (1): 33–38. https://doi.org/10.2514/3.51043.
- Ciobanu, Bogdan. 2008. TURBOMAȘINI HIDRAULICE. Partea I Turbogeneratoare. Iași: Tehnopress.
- Ciucci, Matteo. 2023. 'Politica energetică: principii generale'. Accesat 18 Iulie 2023. https://www.europarl.europa.eu/factsheets/ro/sheet/68/politica-energetica-principiigenerale.
- COMISIA EUROPEANĂ. n.d. 'COMUNICARE A COMISIEI EUROPA 2020 O Strategie
 Europeană Pentru o Creștere Inteligentă, Ecologică Și Favorabilă Incluziunii. Bruxelles,
 3.3.2010 COM(2010) 2020 Final'. https://eur-

lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2010:2020:FIN:ro:PDF.

- CRISTEI, Maria, Ghenadie MARIN, and Victor STELEA. 2017. 'PREZICEREA PERFORMANŢELOR STUDENŢILOR FOLOSIND ÎNVĂŢAREA AUTOMATĂ (Machine Learning)', Seria "Științe exacte și economice", , no. nr.2(102): p.43-49. https://exact.studiamsu.md/wp-content/uploads/2017/01/05.-p.43-49.pdf.
- Deardorff, J. W. 1973. 'The Use of Subgrid Transport Equations in a Three-Dimensional Model of Atmospheric Turbulence'. *Journal of Fluids Engineering* 95 (3): 429–38. https://doi.org/10.1115/1.3447047.
- Derakhshan, Shahram, and Mohamad Bashiri. 2018. 'Investigation of an Efficient Shape

Optimization Procedure for Centrifugal Pump Impeller Using Eagle Strategy Algorithm and ANN (Case Study: Slurry Flow)'. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 58 (2): 459–73. https://doi.org/10.1007/s00158-018-1897-3.

- Dick, Erik. 2022. Fundamentals of Turbomachines. Vol. 130. Fluid Mechanics and Its Applications. Cham: Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-030-93578-8.
- Dixon, S.L., and C.A. Hall. 2014. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Elsevier. https://doi.org/10.1016/C2011-0-05059-7.
- Djojodihardjo, Harijono, and Khairul Afiq. 2015. 'Two-Dimensional CFD Simulation for Visualization of Flapping Wing Ornithopter Studies'. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences* 10 (November): 10018–26.
- 'DOCUMENT DE REFLECȚIE. CĂTRE O EUROPĂ DURABILĂ PÂNĂ ÎN 2030'. 2019. Accesat 26 Iulie 2023. https://commission.europa.eu/publications/sustainable-europe-2030 ro.
- Eymard, Robert, Thierry Gallouët, and Raphaèle Herbin. 2000. 'Finite Volume Methods'. In *Handbook of Numerical Analysis*, 7:713–1018. Solution of Equation in ℝ (Part 3), Techniques of Scientific Computing (Part 3). Elsevier. https://doi.org/10.1016/S1570-8659(00)07005-8.
- Falkovich, Gregory, and Katepalli R. Sreenivasan. 2006. 'Lessons from Hydrodynamic Turbulence'. *Physics Today* 59 (4): 43–49. https://doi.org/10.1063/1.2207037.
- Farhat, Mohamed, ed. 1994. Contribution à l'étude de l'érosion de Cavitation: Mécanismes Hydrodynamiques et Prédiction. Lausanne: EPFL/LMH.
- Franc, Jean-Pierre, and Jean-Marie Michel. 2005. Fundamentals of Cavitation. Vol. 76. Fluid Mechanics and Its Applications. Dordrecht: Springer Netherlands. https://doi.org/10.1007/1-4020-2233-6.
- Gülich, Johann Friedrich. 2020. *Centrifugal Pumps*. Cham: Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4.

'Hidropompa S.A. | Погружные Насосы'. 2023 Accesat 24 Iulie 2023. http://hidropompa.md/.

Hoque, Mohammad Mainul, Jyeshtharaj B. Joshi, Geoffrey M. Evans, and Subhasish Mitra.
2023. 'A Critical Analysis of Turbulence Modulation in Particulate Flow Systems: A Review of the Experimental Studies'. *Reviews in Chemical Engineering*, Iulie. https://doi.org/10.1515/revce-2022-0068.

Ideen Sadrehaghighi. 2022. 'Elements of Fluid Dynamics'. CFD Open Series Annapolis, MD, USA, ttps://doi.org/10.13140/RG.2.2.31647.46249/13.

- International Organization for Standardization. 2012. 'ISO 17769 :2012 Liquid Pumps and Installation — General Terms, Definitions, Quantities, Letter Symbols and Units'. ISO. 2012. https://www.iso.org/standard/55821.html.
- Institutul de Standardizare din Moldova (ISM). 2022. 'SM EN ISO 5167-1:2022 Măsurarea debitului de fluide prin metoda micșorării locale a secțiunii de curgere în conducte cu secțiune circulară sub presiune.' ISO. 2022. https://www.iso.org/standard/28064.html.
- International Organization for Standardization. 2012. 'ISO 9906:2012 Rotodynamic Pumps Hydraulic Performance Acceptance Tests — Grades 1 and 2'. ISO. Accesat 2 September 2023. https://www.iso.org/standard/17789.html.
- Jeong, Woowon, and Jaehoon Seong. 2014. 'Comparison of Effects on Technical Variances of Computational Fluid Dynamics (CFD) Software Based on Finite Element and Finite Volume Methods'. *International Journal of Mechanical Sciences* 78 (January): 19–26. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.10.017.
- Jules J. Berman. 2016. *Data Simplification*. Elsevier Cambridge, MA, USA. https://doi.org/10.1016/C2015-0-00783-3.
- Kim, Bubryur, M Hamid Siddique, Abdus Samad, and dong-eun Lee. 2022. 'Optimization of Centrifugal Pump Impeller for Pumping Viscous Fluids Using Direct Design Optimization Technique'. *Machines* 10 (September): 774. https://doi.org/10.3390/machines10090774.
- Kim, Ki-Han, Georges Chahine, Jean-Pierre Franc, and Ayat Karimi, eds. 2014. Advanced Experimental and Numerical Techniques for Cavitation Erosion Prediction. Vol. 106. Fluid Mechanics and Its Applications. Dordrecht: Springer Netherlands. https://doi.org/10.1007/978-94-017-8539-6.
- Kleinstreuer, Clement. 1997. Engineering Fluid Dynamics: An Interdisciplinary Systems Approach. 1st ed. Cambridge University Press. https://doi.org/10.1017/CBO9781139174510.
- Kotz, Samuel, and Norman L. Johnson, eds. 1992. Breakthroughs in Statistics: Methodology and Distribution. Springer Series in Statistics. New York, NY: Springer. https://doi.org/10.1007/978-1-4612-4380-9.
- Li, S C. 2000. Cavitation of Hydraulic Machinery. Vol. 1. Series on Hydraulic Machinery. PUBLISHED BY IMPERIAL COLLEGE PRESS AND DISTRIBUTED BY WORLD SCIENTIFIC PUBLISHING CO. https://doi.org/10.1142/p219.
- Li, Yi, Guangwei Feng, Xiaojun Li, Qiaorui Si, and Zuchao Zhu. 2018. 'An Experimental Study on the Cavitation Vibration Characteristics of a Centrifugal Pump at Normal Flow Rate'.

Journal of Mechanical Science and Technology 32 (10): 4711–20. https://doi.org/10.1007/s12206-018-0918-x.

- Martins, Joaquim R. R. A., and Andrew Ning. 2021. *Engineering Design Optimization*. 1st ed. Cambridge University Press. https://doi.org/10.1017/9781108980647.
- Menter, F. R. 1994. 'Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications'. *AIAA Journal* 32 (8): 1598–1605. https://doi.org/10.2514/3.12149.
- Menter, F R, R Lechner, and A Matyushenko. 2019. 'Best Practice: Generalized k-□ Two-Equation Turbulence Model in ANSYS CFD (GEKO)'.
- Menter, F R, R Sechner, and A Matyushenko. n.d. *Best Practice: RANS Turbulence Modeling in Ansys CFD*. https://www.ansys.com/resource-center/technical-paper/best-practice-ransturbulence-modeling-in-ansys-cfd.

Miloş, Teodor. 2009. Pompe şi ventilatoare centrifuge şi axiale. Timişoara: Politehnica.

- Moisă, Irina Georgeta, Romeo Susan-Resiga, and Sebastian Muntean. 2013. 'PUMP INDUCER OPTIMIZATION BASED ON CAVITATION CRITERION'.
- Nguyen, Tien, and Thi VO. 2022. 'Centrifugal Pump Design: An Optimization'. *The Eurasia Proceedings of Science Technology Engineering and Mathematics* 17 (September): 136–51. https://doi.org/10.55549/epstem.1176074.

optiSLang User's Guide. Release 2023 R1. 2023. ANSYS, Inc. https://www.ansys.com/.

- Papalambros, Panos Y., and Douglass J. Wilde. 2000. Principles of Optimal Design: Modeling and Computation. 2nd ed. Cambridge University Press. https://doi.org/10.1017/CBO9780511626418.
- Paresh Girdhar, Octo Moniz, and Steve Mackay. 2005. *Practical Centrifugal Pumps*. Elsevier. https://doi.org/10.1016/B978-0-7506-6273-4.X5000-4.
- Parikh, Trupen, Michael Mansour, and Dominique Thévenin. 2021. 'Maximizing the Performance of Pump Inducers Using CFD-Based Multi-Objective Optimization'. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 65 (1): 9. https://doi.org/10.1007/s00158-021-03108-6.
- Peng, G, G Zhou, S Fu, J Ma, X Huang, and Q Zhu. 2018. 'Preliminary Study on Internal Flow Simulation of Centrifugal Dredge Pump by SPH Algorithm'. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 163 (Iulie): 012118. https://doi.org/10.1088/1755-1315/163/1/012118.
- Petco, Andrei. 2019. 'Dezvoltarea constructiv-funcțională a pompelor centrifuge prin optimizarea multiparametrică și simulările CFD'. In , 1:538–43. Chișinău: Tehnica UTM. http://repository.utm.md/handle/5014/2896.
- Petco, Andrei. 2021. 'Simularea numerica a curgerii lichidului în organele de lucru a pompei centrifuge prin intermediul Ansys CFX.' In , 1:504–7. Chişinău: Tehnica UTM. http://repository.utm.md/handle/5014/16230?show=full.
- Pfleiderer, C. 1924. *Die Kreiselpumpen*. Berlin, Heidelberg: Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-662-43147-4.
- Plesset, M. S. 1949. 'The Dynamics of Cavitation Bubbles'. *Journal of Applied Mechanics* 16 (3): 277–82. https://doi.org/10.1115/1.4009975.
- 'Principles of Optimal Design | Control Systems and Optimization'. n.d. Cambridge University Press. Accesat 15 June 2023.

https://www.cambridge.org/gh/academic/subjects/engineering/control-systems-and-optimization/principles-optimal-design-modeling-and-computation-3rd-edition, https://www.cambridge.org/gh/academic/subjects/engineering/control-systems-and-optimization.

Productia Principalelor Produse Industriale Pe Tipuri de Produse Si Ani. SiteTitle'. n.d. Accesat24 Iulie 2023.

http://statbank.statistica.md/PxWeb/pxweb/ro/40%20Statistica%20economica/40%20Stat istica%20economica_14%20IND_IND030/IND030100.px/table/tableViewLayout1/.

'Production | CRIS Hermetic Pumps'. n.d. Accesat 1 August 2023.

https://www.crispumps.com/en/production.

- Rapposelli, Emilio, Angelo Cervone, Luca d'Agostino, and Agostino. 2002. A New Cavitating Pump Rotordynamic Test Facility. https://doi.org/10.2514/6.2002-4285.
- Rayleigh, Lord. 1917. 'On the Pressure Developed in a Liquid during the Collapse of a Spherical Cavity.' *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science* 34 (200): 94–98. https://doi.org/10.1080/14786440808635681.
- Rodriguez, Sal. 2019. Applied Computational Fluid Dynamics and Turbulence Modeling: Practical Tools, Tips and Techniques. Cham: Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-030-28691-0.
- Romero, J. S., and E. C. N. Silva. 2017. 'Non-Newtonian Laminar Flow Machine Rotor Design by Using Topology Optimization'. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 55 (5): 1711–32. https://doi.org/10.1007/s00158-016-1599-7.
- Roos Launchbury, David, E Casartelli, and Luca Mangani. 2022. 'Lattice Boltzmann Simulation of the ERCOFTAC Pump Impeller'. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 1079 (September): 012074. https://doi.org/10.1088/1755-1315/1079/1/012074.
- Russell, Stuart J., and Peter Norvig. 2021. Artificial Intelligence: A Modern Approach. Fourth

Edition. Pearson Series in Artificial Intelligence. Hoboken, NJ: Pearson.

- Sá, L. F. N., J. S. Romero, O. Horikawa, and E. C. N. Silva. 2018. 'Topology Optimization Applied to the Development of Small Scale Pump'. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 57 (5): 2045–59. https://doi.org/10.1007/s00158-018-1966-7.
- Safikhani, Hamed, Javad Rezapour, A. Nourbakhsh, GH Zarepour, and N. Nariman-Zadeh. 2010. Modeling and Multi-Objective Optimization of Backward-Curved Centrifugal Fans Using CFD and Neural Networks.
- Şaragov, I., Ţărnă I. 2001. Încercări Normale Şi Reglarea Parametrilor Pompelor Dinamice. Chișinău: UTM.
- Sauer, J., and Günter Schnerr Professor Dr.-Ing.habil. 2001. 'Development of a New Cavitation Model Based on Bubble Dynamics'. ZAMM Journal of Applied Mathematics and Mechanics: Zeitschrift Für Angewandte Mathematik Und Mechanik 81 (January). https://doi.org/10.1002/zamm.20010811559.
- Shih, Tsan-Hsing, William W. Liou, Aamir Shabbir, Zhigang Yang, and Jiang Zhu. 1995. 'A New K-ε Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows'. Computers & Fluids 24 (3): 227–38. https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T.
- Shim, Hyeon-Seok, Kwang-Yong Kim, and Young-Seok Choi. 2018. 'Three-Objective Optimization of a Centrifugal Pump to Reduce Flow Recirculation and Cavitation'. *Journal of Fluids Engineering* 140 (September): 091202 (14 pages). https://doi.org/10.1115/1.4039511.
- Shimiya, Noriyuki, Akira Fujii, Hironori Horiguchi, Masaharu Uchiumi, Junichi Kurokawa, and Yoshinobu Tsujimoto. 2008. 'Suppression of Cavitation Instabilities in an Inducer by J Groove'. *Journal of Fluids Engineering* 130 (021302). https://doi.org/10.1115/1.2829582.
- Singhal, Ashok K., Mahesh M. Athavale, Huiying Li, and Yu Jiang. 2002. 'Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model'. *Journal of Fluids Engineering* 124 (3): 617–24. https://doi.org/10.1115/1.1486223.
- Slowik, Adam, and Halina Kwasnicka. 2020. 'Evolutionary Algorithms and Their Applications to Engineering Problems'. *Neural Computing and Applications* 32 (16): 12363–79. https://doi.org/10.1007/s00521-020-04832-8.
- Smagorinsky, J. 1963. 'General Circulation Experiments with the Primitive Equations.' Monthly Weather Review 91 (3): 99–164. https://doi.org/10.1175/1520-0493(1963)091<0099:GCEWTP>2.3.CO;2.

SpaceClaim Documentation. Release 2023 R1. 2023. Ansys, Inc. https://www.ansys.com/.

- Spalart, P., and S. Allmaras. 1992. 'A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows'. In 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Aerospace Sciences Meetings. American Institute of Aeronautics and Astronautics. https://doi.org/10.2514/6.1992-439.
- Stepanoff, Alexey Joakim. 1948. Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Application. J. Wiley.
- 'Strategia Energetică a Republicii Moldova 2050 (SEM 2050)'. 2022. https://midr.gov.md/files/shares/Concept_Strategia_Enenergetica_act_.pdf.
- Sulzer Pumps Ltd, ed. 2011. *Centrifugal Pump Handbook*. 3. ed., Repr. Amsterdam Heidelberg: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Tennekes, Hendrik, and John L. Lumley. 1972. *A First Course in Turbulence*. Nachdruck des Originals von 1972. Cambridge, Massachusetts: The MIT Press.
- Thamsen, Paul, T. Bubelach, T. Pensler, and Peer Springer. 2008. 'Cavitation in Single-Vane Sewage Pumps'. *International Journal of Rotating Machinery* 2008 (January). https://doi.org/10.1155/2008/354020.
- 'Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications | AIAA Journal'. n.d. Accesat 14 June 2023. https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/3.12149.
- UNGUREANU, Virgil. 2008. *Mecanica Fluidelor Si Masini Hidraulice*. Reprografia Universitatii Transilvania din Brasov.
- Wang, Osman, Pei, Gan, and Yin. 2019. 'Artificial Neural Networks Approach for a Multi-Objective Cavitation Optimization Design in a Double-Suction Centrifugal Pump'. *Processes* 7 (5): 246. https://doi.org/10.3390/pr7050246.
- Wang, Yi-Chun, and Christopher E. Brennen. 1999. 'Numerical Computation of Shock Waves in a Spherical Cloud of Cavitation Bubbles'. *Journal of Fluids Engineering* 121 (4): 872– 80. https://doi.org/10.1115/1.2823549.
- Wang, Yuqin, Luxiang Zhou, and Shimin Zheng. 2023. 'Multi-Objective Optimization Design of Low Specific Speed Centrifugal Pumps Based on Genetic Algorithm'. *IEEE Access* PP (January): 1–1. https://doi.org/10.1109/ACCESS.2023.3311893.
- Wilcox, David C. 2008. 'Formulation of the K-w Turbulence Model Revisited'. AIAA Journal 46 (11): 2823–38. https://doi.org/10.2514/1.36541.
- Wu, Tianxin, Denghao Wu, Yun Ren, Yu Song, Yunqing Gu, and Jiegang Mou. 2022. 'Multi-Objective Optimization on Diffuser of Multistage Centrifugal Pump Base on ANN-GA'. *Structural and Multidisciplinary Optimization* 65 (June). https://doi.org/10.1007/s00158-022-03278-x.
- Xu, Yun, Lei Tan, Shuliang Cao, and Wanshi Qu. 2017. 'Multiparameter and Multiobjective

Optimization Design of Centrifugal Pump Based on Orthogonal Method'. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 231 (Iulie): 2569–79. https://doi.org/10.1177/0954406216640303.

Yakhot, V., S. A. Orszag, S. Thangam, T. B. Gatski, and C. G. Speziale. 1992. 'Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique'. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* 4 (7): 1510–20. https://doi.org/10.1063/1.858424.

Yonar, Taner. 2018. Wastewater and Water Quality. https://doi.org/10.5772/intechopen.71219.

- Zaresharif, Mahshid, Florent Ravelet, David J. Kinahan, and Yan M. C. Delaure. 2021.
 'Cavitation Control Using Passive Flow Control Techniques'. *Physics of Fluids* 33 (12): 121301. https://doi.org/10.1063/5.0071781.
- Zhang, Jinya, Hongwu Zhu, Chun Yang, Yan Li, and Huan Wei. 2011. 'Multi-Objective Shape Optimization of Helico-Axial Multiphase Pump Impeller Based on NSGA-II and ANN'. *Energy Conversion and Management* 52 (1): 538–46. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.07.029.
- Zhang, Yu, Sanbo Hu, Jinglai Wu, Yunqing Zhang, and Liping Chen. 2014. 'Multi-Objective Optimization of Double Suction Centrifugal Pump Using Kriging Metamodels'. *Advances in Engineering Software* 74 (August): 16–26. https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2014.04.001.
- Zhiyin, Yang. 2015. 'Large-Eddy Simulation: Past, Present and the Future'. *Chinese Journal of Aeronautics* 28 (1): 11–24. https://doi.org/10.1016/j.cja.2014.12.007.
- Zwart, Philip, A.G. Gerber, and Thabet Belamri. 2004. 'A Two-Phase Flow Model for Predicting Cavitation Dynamics'. *Fifth International Conference on Multiphase Flow*, January.
- Аринушкин, Л.С., Р.Б Абрамович, А.Ю. Полиновский, Л.Б. Лещинер, and Е.А. Глозман. 1967. *Авиационные центробежные насосные агрегаты*. Изд-во «Машинострое-ние».
- Башта, Т.М., С.С. Руднев, and Б.Б. Некрасов. 2010. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. Москва: Альянс.
- 'БЗЭ Потенциал Бендерский завод электроаппаратуры'. n.d. Accesat 24 Iulie 2023. http://bze-potencial.com/.
- Ивановский, В.Н., А.А. Сабиров, А.В. Деговцов, С.С. Пекин, and Ю.А. Донской. 2015. Проектирование и Исследование Ступеней Динамических Насосов. Москва: ИЦ РГУ нефти и газа. http://elib.gubkin.ru/content/21187.
- Колмогоров, Андрей Николаевич. 1941. 'Рассеяние энергии при локально изотропной турбулентности'. Доклады Академии наук СССР т.32.

http://www.jstor.org/stable/51980.

- Ломакин А.А. n.d. *Центробежные и осевые насосы*. Accesat 6 August 2023. https://korobkaknig.ru/promishl_proizvod/centrobezhnye-i-osevye-nasosy-946.html.
- Межгосударственный Совет по стандартизации, метрологии и сертификации. 2015. 'ГОСТ ISO 9906-2015 Насосы динамические. Гидравлические испытания. Классы точности 1, 2 и 3'. https://files.stroyinf.ru/Index2/1/4293754/4293754851.htm.
- Михайлов, А. К., and В. В. Малюшенко. 1977. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. Машиностроение.

https://www.proektant.org/books/1977/1977_Mihailov_A_K_Malyushenko_V_V_Lopas tnye_nasosy_Teoriya_raschet_i_konstruirovanie.pdf.

Овсянников, Б.В. 1960. *Теория и расчет насосов жидкостных ракетных двигателей*. Москва: Оборонгиз.

ANEXE

A1. Acte de implementare



APROB Prorector pentru cercetare, Or hab., prof. univ. Vasile TRONCIU APROBO Prim-prorector responsabil pentar studii, dr., conf. univ. Vladislav RESETCA

ACT

privind utilizarea în procesul de studii ciclu I (licență), în cadrul departamentului "Ingineria Fabricației", a rezultatelor cercetărilor științifice ale asistentului universitar Andrei PETCO

Comisia în componența: președinte – decanul facultății "Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi", dr., conf. univ. S. Dîntu și membrii: șef departament "Ingineria Fabricației", dr. hab., conf. univ. S. Mazuru, șef program de studii "Tehnologia Construcțiilor de Mașini (TCM)" conf. univ. A. Toca, academician, dr. hab., prof. univ. I. Bostan, au întocmit următorul act:

Comisia, în ședința din 07.09.2023, a examinat faptul utilizării în procesul de studii de licență a rezultatelor științifice de cercetare obținute de asist. univ. A. Petco în cadrul tezei de doctor în *științe inginerești: "Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului"*.

Comisia a stabilit că, în baza cercetărilor științifice efectuate în cadrul tezei de doctorat, a fost studiată starea actuală a cercetărilor în domeniul modelării și optimizării organelor de lucru ale pompelor centrifuge, a fost elaborată compararea metodelor analitice și ale celor numerice de calcul ale organelor de lucru. De asemenea au fost cercetate metodele de parametrizare ale modelului geometric, metodele de discretizare, modelele matematice de turbulență și cavitație aplicate și metodele de optimizare. Concomitent, au fost prezentate și aplicații practice a procesului de optimizare în industria constructoare de mașini din Republica Moldova.

Rezultatele cercetărilor științifice obținute de asistentul universitar A. Petco sunt utilizate în procesul de studii de licență la specialitatea TCM, în cadrul lucrărilor de laborator la Proiectare Asistată de Calculator.

Decanul FIMIT, dr., conf. univ. Şeful departamentului IF, dr. hab., conf. univ. Şef program de studii TCM, dr., conf. univ. Academician, dr. hab., prof. univ.

S. Dîntu S. Mazuru A. Toca I. Bostan

APROB Directorul SRL "CRIS" Becciv Pavel

APROB Profector pentru cercetare, dr. hab., prof. univ. Vasile TRONCIU ACT

de primire-predare a documentației tehnice de executie a rotorului pompei CH 6,3/20-1,1-2 elaborat în cadrul tezei de doctorat a doctorandului Petco Andrei

Subsemnații, membri ai comisiei mixte de primire-predare a documentației tehnice formată din reprezentanți ai întreprinderii "CRIS" SRL, municipiul Chișinău, strada Albișoara, 68/2: Director general Becciv Pavel, Director tehnic Anatol Tîganenco şi reprezentanți ai Universității Tehnice a Moldovei (UTM), municipiu Chișinău, bd. Ștefan cel Mare, 168: șeful departamentului IF, dr. hab., conf. univ., Sergiu Mazuru, acad., dr. hab., prof. univ., Ion Bostan, doctorand Petco Andrei, am întocmit următorul act, prin care confirmăm că UTM a transmis, iar "CRIS" SRL a primit:

- Documentația tehnică (Set de desene de execuție în format hârtie - 1 exemplar) a rotorului optimizat al pompei centrifuge cu motor capsulat de tip CH 6,3/20-1,1-2.

Comisia mixtă a constatat următoarele:

Documentația tehnică elaborată la UTM a întrunit cerințele de proiectare conforme cu normele și standardele în vigoare. Geometria rotorului pompei CH 6,3/20-1,1-2 se bazează pe rezultatele obținute de doctorandul Petco Andrei în cadrul tezei de doctor în stiințe inginerești "Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului".

COMISIA MIXTĂ:

Au primit SRL "CRIS"

Au transmis DT UTM

acad., dr. hab, prof. univ. Ion Bostan

dr?hab., conf. univ. Sergiu Mazuru (

doctorand Petco Andrei

100

Director general Becciv Pavel Director tehnic Anatol Figanen APROB Directorul SRL "CRIS" Becciv Pavel APROB

de primire-predare a documentației tehnice de execuție a rotorului pompei de apă uzată elaborat în cadrul tezei de doctorat a doctorandului Petco Andrei

Subsemnații, membri ai comisiei mixte de primire-predare a documentației tehnice formată din reprezentanți ai întreprinderii "CRIS" SRL, municipiul Chișinău, strada Albișoara, 68/2: Director general Becciv Pavel, Director tehnic Anatol Tîganenco și reprezentanți ai Universității Tehnice a Moldovei (UTM), municipiu Chișinău, bd. Ștefan cel Mare, 168: șeful departamentului IF, dr. hab., conf. univ., Sergiu Mazuru, acad., dr. hab., prof. univ., Ion Bostan, doctorand Petco Andrei, am întocmit următorul act, prin care confirmăm că UTM a transmis, iar "CRIS" SRL a primit:

- Documentația tehnică (Set de desene de execuție în format hârtie 1 exemplar) a
 - rotorului optimizat al pompei centrifuge de apă uzată.

Comisia mixtă a constatat următoarele:

— Documentația tehnică elaborată la UTM a întrunit cerințele de proiectare conforme cu normele și standardele în vigoare. Geometria rotorului pompei de apă uzată se bazează pe rezultatele obținute de doctorandul Petco Andrei în cadrul tezei de doctor în *științe* inginerești "Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului".

COMISIA MIXTĂ:

Au primit SRL "CRIS"

Director general Becciv Pavel

Au transmis DT UTM

acad. dr. hab, prof. univ. Ion Bostan Bosta dr. hab., conf. univ. Sergiu Mazuru

doctorand Petco Andrei Atto

APROB Directorul SRL "CRIS" Becciv Pavel

ART, APROB Prorector pentru cercetare, de hab prof. unive Vasile TRONCIU ACT

de primire-predare a documentației tehnice de execuție a rotorului pompei de apă uzată elaborat în cadrul tezei de doctorat a doctorandului Petco Andrei

Subsemnații, membri ai comisiei mixte de primire-predare a documentației tehnice formată din reprezentanți ai întreprinderii "CRIS" SRL, municipiul Chişinău, strada Albişoara, 68/2: Director general Becciv Pavel, Director tehnic Anatol Tîganenco și reprezentanți ai Universității Tehnice a Moldovei (UTM), municipiu Chişinău, bd. Ștefan cel Mare, 168: șeful departamentului IF, dr. hab., conf. univ., Sergiu Mazuru, acad., dr. hab., prof. univ., Ion Bostan, doctorand Petco Andrei, am întocmit următorul act, prin care confirmăm că UTM a transmis, iar "CRIS" SRL a primit:

— Documentația tehnică (Set de desene de execuție în format hârtie – 1 exemplar) al rotorului impulsor pompei centrifuge de tip CMP şi anume a pompelor centrifuge cu motor capsulat model CMP 1612/7 N2 şi CMP 1612/8 N2

Comisia mixtă a constatat următoarele:

— Documentația tehnică elaborată la UTM a întrunit cerințele de proiectare conforme cu normele și standardele în vigoare. Geometria rotorului pompei de apă uzată se bazează pe rezultatele obținute de doctorandul Petco Andrei în cadrul tezei de doctor în *științe inginerești "Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului*".

COMISIA MIXTĂ:

Au primit SRL "CRIS" Au transmis DT UTM Director general Becciv Pavel acad., dr. hab, prof. univ. Ion Bostan Dosfe Director tehnic Anatol Tiganenco dr. hab., conf. univ. Sergiu Mazuru doctorand Petco Andrei Alefco



Address: 68/2-69 Albisoara St., Chisinau MD-2005, Republic of Moldova Telephone: +373 22 479 247, +373 22 292 045, +7 495 961 3238 E-mail: info@crispumps.com Web: www.crispumps.com

> APROB Directorul SRL "CRIS" Becciv Pavel

ACT de implementare a documentației tehnice de execuție a rotorului pompei CH 6,3/20-1,1-2 elaborat în cadrul tezei de doctorat a doctorandului Petco Andrei

Subsemnații, membri ai comisiei formată din reprezentanți ai întreprinderii "CRIS" SRL, Republica Moldova, municipiu Chișinău, strada Albișoara, 68/2: Director tehnic Anatol Tîganenco, Director adjunct Valeriu Țentiu, Reprezentant al managementului calității Nadejda Proca, Inginer-proiectant Larisa Mitatii, am întocmit următorul act, prin care confirmăm că:

Documentația tehnică elaborată la UTM, printre care desenele de execuție a rotorului pompei CH 6,3/20-1,1-2, bazate pe rezultatele obținute de doctorandul Petco Andrei în cadrul tezei de doctor în științe inginerești "*Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului*", a fost implementată în cadrul documentației tehnicii de fabricație a pompei centrifuge cu motor capsulat CH 6,3/20-1,1-2, care urmează a fi fabricat de întreprinderea SRL "CRIS".

Membri ai comisiei:

Director tehnic Anatol Tîganenco Director adjunct Valeriu Țentiu

Reprezentant al managementului calității Nadejda Proca 🏾 🎢

Inginer-proiectant Larisa Mitatii

April-



Address: 68/2-69 Albisoara St., Chisinau MD-2005, Republic of Moldova Telephone: +373 22 479 247, +373 22 292 045, +7 495 961 3238 E-mail: info@crispumps.com Web: www.crispumps.com

> APROB Directorul SRL "CRIS" Becciv Pavel

ACT de implementare a documentației tehnice de executie a rotorului pompei de apă uzată elaborat în cadrul tezei de doctorat a doctorandului Petco Andrei

Subsemnații, membri ai comisiei formată din reprezentanți ai întreprinderii "CRIS" SRL, Republica Moldova, municipiu Chișinău, strada Albișoara, 68/2: Director tehnic Anatol Tîganenco, Director adjunct Valeriu Țentiu, Reprezentant al managementului calității Nadejda Proca, Inginer-proiectant Larisa Mitatii, am întocmit următorul act, prin care confirmăm că:

Documentația tehnică elaborată la UTM, printre care desenele de execuție de execuție a rotorului pompei de apă uzată, bazate pe rezultatele obținute de doctorandul Petco Andrei în cadrul tezei de doctor în științe inginerești *"Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului*", a fost implementată în cadrul formării documentației tehnicii de fabricație a pompei de apă uzată, care urmează a fi fabricat de întreprinderea SRL "CRIS".

Membri ai comisiei: Director tehnic Anatol Tîganenco Director adjunct Valeriu Ţentiu Reprezentant al managementului calității Nadejda Proca D Inginer-proiectant Larisa Mitatii



Address: 68/2-69 Albisoara St., Chisinau MD-2005, Republic of Moldova Telephone: +373 22 479 247, +373 22 292 045, +7 495 961 3238 E-mail: info@crispumps.com Web: www.crispumps.com

> APROB Directorul SRL "CRIS" Becciv Payel

> > 00602

Rt

ACT

de implementare a documentației tehnice de execuție a inducer-ului pompei centrifuge de tip CMP elaborat în cadrul tezei de doctorat a doctorandului Petco Andrei

Subsemnații, membri ai comisiei formată din reprezentanți ai întreprinderii "CRIS" SRL, Republica Moldova, municipiu Chișinău, strada Albișoara, 68/2: Director tehnic Anatol Tîganenco, Director adjunct Valeriu Țentiu, Reprezentant al managementului calității Nadejda Proca, Inginer-proiectant Larisa Mitatii, am întocmit următorul act, prin care confirmăm că:

Documentația tehnică elaborată la UTM, printre care desene de execuție a inducer-ului pompei centrifuge de tip CMP, bazate pe rezultatele obținute de doctorandul Petco Andrei în cadrul tezei de doctor în științe inginerești *"Majorarea energoeficienței pompelor centrifuge prin modelarea matematică și calculul numeric al curgerii fluidului*", a fost implementată în cadrul documentației tehnicii de fabricație a pompei centrifuge cu motor capsulat model CMP 1612/7 N2 și CMP 1612/8 N2, produse, în total 10 unități, de SRL "CRIS" în aprilie 2023.

Membri ai comisiei: Director tehnic Anatol Tiganenco Director adjunct Valeriu Tentiu

Reprezentant al managementului calității Nadejda Proca

Inginer-proiectant Larisa Mitatii

Ma

A2. Brevet de invenție

AGENTIA DE STAT PENTRU PROPRIETATEA INTELECTUALĂ A REPUBLICII MOLDOVA

DIRECTIA BREVETE



STATE AGENCY ON INTELLECTUAL PROPERTY OF THE REPUBLIC OF MOLDOVA

PATENTS DIRECTION

DNO 1015601000112

917 2024.01.25 din

UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, Bd. Stefan cel Mare si Sfânt nr. 168, MD-2004, Chișinău, Republica Moldova andrei.petco@tcm.utm.md

HOTĂRÂRE

nr. 10387 din 2024.01.25

În urma examinării dosarului cererii de brevet de invenție de scurtă durată:

- (21) Nr. depozit: s 2023 0029
- (22) Data depozit: 2023.03.23
- (54) Titlu: Rotor al pompei hidraulice centrifuge

și în temeiul art. 52(3) din Legea nr. 50/2008 privind protecția invențiilor (în continuare Legea nr. 50/2008), Direcția Brevete, Secția Examinare

HOTĂRĂȘTE

Acordarea brevetului de invenție de scurtă durată, conținând următoarele date:

(13) Y

(51) Int.Cl: F04D 29/22 (2006.01) (21) s 2023 0029 (22) 2023.03.23 (71)(73) INSTITUTIA PUBLICĂ UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI, MD (72) BOSTAN Viorel, MD; PETCO Andrei, MD (54) Rotor al pompei hidraulice centrifuge

(57) Rezumat: Invenția se referă la construcția de pompe, în special la rotoare ale pompelor hidraulice centrifuge.

Rotorul, conform invenției, conține pale (1) executate cu suprafața de lucru curbilinie în secțiunea transversală și amplasate cu un pas unghiular constant α pe o circumferință de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului. Palele (1) sunt executate cu o curbură variabilă cuprinsă între muchiile lor de intrare (6) și de ieșire (7), înscrise într-un unghi θ și amplasate, respectiv, pe o circumferință de intrare cu diametrul interior D_1 și pe circumferința de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului. Palele (1) sunt amplasate între un disc cu butuc conducător (2) și un disc curbat (3). Palele (1) sunt executate pe lungimea lor cu o grosime variabilă.

Revendicări: 3 Figuri: 7

Str. Andrei Doga nr. 24/1, MD-2024, Chișinău, Republica Moldova Tel: (+373-22) 188-646, (+373-22) 188-513 www.agepi.gov.md, e-mail: office@agepi.gov.md

24/1 Andrei Doga str., MD-2024, Chisinau, Republic of Moldova Tel: (+373-22) 188-646, (+373-22) 188-513 www.agepi.gov.md, e-mail: office@agepi.gov.md

(54) Ротор центробежного гидронасоса

(57) Реферат: Изобретение относится к насосостроению, в частности к роторам центробежных гидронасосов.

Ротор, согласно изобретению, содержит лопасти (1), выполненные с криволинейной рабочей поверхностью в поперечном сечении и размещенные с постоянным угловым шагом α на окружности выхода с внешним диаметром D₂ ротора. Лопасти (1) выполнены с переменной кривизной, включенной между их кромками входа (6) и выхода (7), вписанными в угол θ и размещенными, соответственно, на окружности входа с внутренним диаметром D₁ и на окружности выхода с внешним диаметром (2) и криволинейным диском (3). Лопасти (1) выполнены по своей длине с переменной толщиной.

П. формулы: 3 Фиг.: 7

(57) Întinderea protecției conferite de brevet este determinată de conținutul revendicărilor de mai jos bazate pe descrierea și desenele invenției.

Revendicări:

Rotor al pompei hidraulice centrifuge, care conține pale (1) executate cu 1. suprafața de lucru curbilinie în secțiunea transversală și amplasate cu un pas unghiular constant α pe o circumferință de ieșire cu diametrul exterior D₂ al rotorului, palele (1) fiind executate cu o curbură variabilă ρ cuprinsă între muchiile lor de intrare (6) și de ieșire (7), înscrise într-un unghi θ și amplasate, respectiv, pe o circumferință de intrare cu diametrul interior D_1 și pe circumferința de ieșire cu diametrul exterior D_2 al rotorului, caracterizat prin aceea că palele (1) sunt amplasate între un disc cu butuc conducător (2) și un disc curbat (3), palele (1) având o formă geometrică reprezentată printr-o linie de curbură (5), care trece prin punctele $n_1...n_5$, cu muchia de intrare (6) definită prin punctul n_1 exprimat prin diametrul interior D₁=34 mm și unghiul palei $\beta_1 = 53^\circ$, pentru punctele $n_2...n_4$ caracterizate, respectiv, prin coordonatele unghiulare $\Delta \theta_2 = 73^\circ$, $\Delta \theta_3 = 53^\circ$ și $\Delta \theta_4 = 34^\circ$, și respectiv, cu unghiurile palei $\beta_2 = 75, 1^\circ, \beta_3 = 57, 3^\circ, \beta_4 = 62, 2^\circ,$ şi muchia de ieşire (7) definită prin punctul n_5 exprimat prin coordonata unghiulară $\Delta \theta_5 = 38^\circ$, unghiul palei $\beta_5 = 78,7^\circ$ și diametrul exterior $D_2=124.6$ mm al rotorului, totodată palele (1) sunt executate pe lungimea lor cu o grosime variabilă, simetric în raport cu linia de curbură (5).

2. Rotor, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** numărul de pale (1) ale rotorului, prin modificarea geometriei, constituie 4 pale.

3. Rotor, conform revendicărilor 1 și 2, **caracterizat prin aceea că** palele (1) sunt executate în comun cu discul cu butuc conducător (2), care este asamblat lateral și coaxial cu discul curbat (3).

(56) 1. RU 2618372 C2 2017.05.03 2. RU 2452875 C2 2012.06.10

Mențiunea de acordare a brevetului de scurtă durată se publică în termen de 3 luni în Buletinul Oficial de Proprietate Intelectuală (BOPI) cu atribuirea numărului de brevet respectiv și înscrierea datelor respective în Registrul Național de Brevete de Invenție de Scurtă Durată, după care brevetul acordat se va pune la dispoziția publicului.

Conform art. 58 din Legea nr. 50/2008, solicitantul are dreptul să depună contestație la Comisia de Contestații a AGEPI, în cazul în care nu este de acord cu motivele hotărârii, în termen de 2 luni de la data expedierii acesteia.

Orice persoană în termen de 6 luni de la data publicării mentiunii de acordare a brevetului în BOPI, conform art. 57 din Legea nr. 50/2008, poate face opoziție cerând revocarea hotărârii de acordare a brevetului.

Brevetul va fi valabil pe teritoriul Republicii Moldova 6 ani de la 2023.03.23 până la 2029.03.2023, cu condiția eliberării brevetului de scurtă durată și achitării taxelor legale anuale de menținere în vigoare a brevetului de invenție de scurtă durată.

Titularul de brevet poate prezenta la AGEPI o cerere de prelungire a termenului de valabilitate a brevetului de scurtă durată pentru o perioadă de cel mult 4 ani, cu condiția că titularul va solicita la AGEPI efectuarea cercetării documentare a stadiului tehnicii conform art. 8 din Legea nr. 50/2008 și întocmirea unui raport de documentare însoțit de o opinie privind brevetabilitatea referitoare la inventia care face obiectul brevetului si va achita taxa respectivă de prelungire, dar nu mai devreme de un an și nu mai târziu de 6 luni înainte de expirarea termenului de valabilitate a brevetului de scurtă durată.

ATENTIE!

În vederea eliberării brevetului, titularul trebuie să achite taxele de eliberare și mentinere în vigoare a brevetului, începând de la data depozitului pentru fiecare an, inclusiv pentru anul în care se eliberează brevetul, într-un termen ce nu depăseste 6 luni de la data publicării mențiunii de acordare a brevetului în BOPI. Organizațiile din sfera științei și inovării sunt scutite de plata tarifelor pentru menținerea în vigoare a brevetelor pentru primii 5 ani.

Taxele de menținere în vigoare pot fi plătite ulterior în decurs de 6 luni de la data termenului omis, cu o majorare de 50%. Neplata taxelor în cuantumul și termenul stabilit conduce la încetarea valabilității brevetului înainte de termen și la decăderea titularului din drepturi.

tel.: +(373 22) 188 519

Specialistă principală, Secțigital venetice analare Examinare Date: 2024.01.25 15:00-16 EET Reason: MoldSign Signature Location: Moldova

DREEVA Svetlana



Ministerul Educației, Culturii și Cercetării a Republicii Moldova





de excelență

se decernează

Petco Andrei

Școala doctorală Inginerie Mecanică și Civilă

Pentru raport în plen cu lucrarea

Majorarea energoeficienței – condițiile esențiale a extinderii pieței de desfacere a pompelor centrifuge autohtone

> Chişinău 27 martie 2019

nive di hab. Viorel BOSTAN, sitatea Tehnică a Moldovei



<complex-block>

• 61, 1 • 60 1 • 9

· () Drup · () Shake · () Tends

+ £0.5 + ∰ 5



5 🔬 6 😏

8

A5. Rezultatele studiului de convergență









Rezultatul studiului





A fost efectuată o serie de simulări la o mărime diferită a volumului finit (S = $1\div 2,5$ mm), la un număr diferit de straturi de inflație ($5\div 20$ straturi) pentru pompă CH 6,3/20-1,1-2. ^{Outlet Pressure}



Fig. A5.4. Rezultatele simulării (pompa: CH 6,3/20; Q_{nom} = 20m3/h, model SST/Frozen rotor) (Petco 2021)



Fig. A6. Schemă principială a standului de testare

DECLARAȚIA PRIVIND ASUMAREA RĂSPUNDERII

Subsemnatul, declar pe răspundere personală că materialele prezentate în teza de doctorat sunt rezultatul propriilor cercetări și realizări științifice. Conștientizez că, în caz contrar, urmează să suport consecințele în conformitate cu legislația în vigoare.

Petco Andrei

Semnătura

offetco

Data

02.12.2023

CURRICULUM VITAE





Andrei Petco

Data nașterii: 27/12/1991 | Număr de telefon:

(+373) 68574144 (Număr de telefon mobil) | **E-mail:** petcoandrei@gmail.com |

Adresă: bd. Negruzzi 2/2 , ap.171, MD-2001, Chisinau, Moldova (Acasă)

EXPERIENȚA PROFESIONALĂ

05/2016 – ÎN CURS Chișinău, Moldova INGINER-PROIECTANT S.R.L. "CRIS"

12/2019 – ÎN CURS Chișinău, Moldova CERCETATOR-STAGIAR UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

01/09/2022 – ÎN CURS Chisinau, Moldova LECTOR ASISTENT UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI

EDUCAȚIE ȘI FORMARE PROFESIONALĂ

2018 – ÎN CURS Chișinău, Moldova

DOCTORAND Universitatea Tehnică a Moldovei, Școală Doctorală Inginerie Mecanică și Civilă

2015 – 2018 Chișinău, Moldova MASTER ÎN INGINERIE ȘI ACTIVITĂȚI INGINEREȘTI Universitatea Tehnică a Moldovei

2011 – 2016 Chisinau, Moldova INGINER MECANIC Universitatea Tehnica a Moldovei

2007 – 2012 Chisinau, Moldova TECHNICIAN-TEHNOLOG Colegiu tehnic UTM

1998 – 2008 Chisinau, Moldova LICEU Liceu Teoretic Roman-Francez "Gh. Asachi"

COMPETENȚE LINGVISTICE

Limbă(i) maternă(e): ROMÂNĂ | RUSĂ

Altă limbă (Alte limbi):

	COMPREHENSIUNE		VORBIT		SCRIS
	Comprehensiune orală	Citit	Exprimare scrisă	Conversație	
ENGLEZĂ	B1	B1	A2	A2	A2

Niveluri: A1 și A2 Utilizator de bază B1 și B2 Utilizator independent C1 și C2 Utilizator experimentat

COMPETENȚE DIGITALE

AutoCad | SolidWorks, SW Simulation, SW FlowSimulation | ANSYS WorkBench, ANSYS CFX, ANSYS FLUENT, ANSYS Mechanical | optiSLang | CFTurbo | MathCad | Spotlight | Grapher | CorelDraw | Adobe Acrobat | OpenOffice | MS Office

INFORMAȚII SUPLIMENTARE

PROIECTE

12/2019 - ÎN CURS

Proiectele de cercetare 20.80009.5007.24. din cadrul concursului "Program de Stat" (2020-2023) Majorarea competitivității transmisiilor procesionale prin elaborarea și valorificarea angrenajului cu contact "conform" al dinților și extinderea ariei lor de aplicație.

2017 - 2018

Coautor a Curriculei modulare pentru pregătirea profesională Meseria: 715025 – Strungar multiprofil (proiect cooperare GIZ

04/2016 - 05/2016

Mobilitate Ceepus, Universitstea Tehnologica din Lublin

DISTINCȚII ONORIFICE ȘI PREMII

Distincții

- 1. **Medalia de argint** se acordă la lon Bostan, Sergiu Mazuru, Alexei Toca, Maxim Casian, Lealin Stanislav, Andrei Platon, **Andrei Petco** pentru *Procedeu de reglare a jocului axial in angrenajul conic* INFOINVENT 2021, 17-20 noiembrie 2021, Chișinău, Republica Moldova
- Premiul de gradul I, la Conferinței tehnico-științifice a studenților, masteranzilor și doctoranzilor UTM, Chișinău, 23-25 martie 2021;
- 3. Bursa guvernului (doctorat) 2019-2020
- 4. Medalia de argint. *Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajului conic*. Innovation and CreativeEducation Fair for Youth ICE-USV IIIrd Edition. Suceava 2019.
- 5. Diploma de excelență, pentru raport în plen: Majorarea energoeficienței condiția esențială a extinderii piețelor de desfacere a pompelor centrifuge autohtone. Conferința tehnico-științifică a colaboratorilor, doctoranzilor și studenților 2019. 27-28 martie 2019.
- 6. Diploma de excelență și Medalia de aur. Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajului conic. Salonului Internațional al cercetării științifice, inovării și inventicii PRO INVENT ed. XVI, 21-23 martie 2018, Cluj-Napoca.
- 7. Sef de promotie UTM 2016.
- 8. **Bursa guvernului** (licență) 2015-2016.
- 9. **Diploma de Gradul I** "Pentru cea mai bună comunicare științifică " la Conferinței Tehnico-Științifice a Doctoranzilor și Studenților 26-28 noembrie 2015.
- 10. Diploma de Gradul III la Concursul "Cel mai bun student al anului 2014-2015 ".
- 11. Diploma Medalia jubiliară de aur a UTM.
- 12. Diploma de gr.II pentru participarea la Concursul masinilor "UTM Rube Goldberg".
- 13. **Diploma de Onoare** a Catedrei Militare UTM.

PUBLICATII

Publicații

Brivete de invenție:

1.s 2023 0029 Rotor al pompei hidraulice centrifuge : BOSTAN Viorel, **PETCO Andrei** (cererea de brevet de invenție de scurtă durată)

2.MD 1217 Y 2017.12.31 Procedeu de reglare a jocului axial în angrenajul conic. BOSTAN Ion, MAZURU Sergiu, TOCA Ion, CASIAN Maxim, LEALIN Stanislav, STINGACI Ion, **PETCO Andrei** Articole:

1.1 **Viorel Bostan and Andrei Petco**, "DETERMINING OPTIMAL SIMULATION SETTINGS FOR THE CENTRIFUGAL PUMP PARTS OPTIMIZATION PROCESS", *J. Eng. Sci.*, vol. 30, no. 2, pp. 8–22, Jul. 2023. 1.2 **Andrei Petco**. Simularea numerica a curgerii lichidului în organele de lucru a pompei centrifuge prin intermediul Ansys CFX. In: Conferința Tehnico-Științifică a a Studenților, Masteranzilor și Doctoranzilor, Universitatea Tehnică a Moldovei, 23-25 martie, 2021. Chișinău, 2021, vol. 1, pp. 504-507. ISBN 978-9975-45-699-9.

1.3.Andrei Petco. Dezvoltarea constructiv-funcțională a pompelor centrifuge prin optimizarea multiparametrică și simulările CFD. Conferința tehnico-științifică a studenților, masteranzilor și doctoranzilor, Universitatea Tehnică a Moldovei, 26-29 martie, 2019. Chișinău, 2019, vol. 1, pp. 538-543. ISBN 978-9975-45-587-9. ISBN 978-9975-45-588-6 (Vol.1).

1.4. **Andrei Petco**. STRATEGII DE PRELUCRARE LA VITEZE MARI Materialele Conferinței Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților,Vol. III, Chișinău 2016, pg. 79-82

1.5.Petru Delimarcu, **Andrei Petco**. ASPECTELE TEHNOLOGICO-ECOLOGICE ALE PRELUCRARII USCATE. Materialele Conferinței Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților,Vol. III, Chișinău 2016, pg. 75-78;

1.6.**Andrei Petco**, Pavel Gordelenco. Proprietăți și aplicații privind sinterizarea directă a pieselor metalice. Materialele Conferinței Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților,Vol. III, Chișinău 2015, pg. 81-82;

1.7.**Andrei Petco,** Vitalie Chistol. Bistabilitatea în mecanică. Materialele Conferinței Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților,Vol. III, Chișinău 2015, pg. 9-10;

1.8. **Andrei Petco**. Analiza tehnologiilor de prototipare rapidă. Materialele Conferinței Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților,Vol. II, Chișinău 2014, pg. 146-147;

1.9.**Andrei Petco**, Ștefan Melenti și Vitașie Chistol. Măsurări fără interacțiune. Materialele Conferinței Tehnico-Științifice a Colaboratorilor, Doctoranzilor și Studenților,Vol. II, Chișinău 2014, pg. 198-201;