# 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

Rezumatul tezei de doctor în științe inginerești

CHIŞINĂU, 2024

Teza a fost elaborată în cadrul Școlii Doctorale a Universității Tehnice a Moldovei

# Conducător științific:

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

# Componenta Comisiei de Doctorat:

DULGHERU Valeriu, prof. univ., dr. hab.	- președinte CD;
BODNARIUC Ion, conf. univ., dr.	- secretar științific CD;
BOSTAN Viorel, prof. univ., dr. hab.	- membru al CD;
CIUPERCĂ Rodion, conf. univ., dr.	- membru al CD;
CIOBANU Bogdan, prof. univ., dr.ing	- referent oficial;
TOCA Alexei, conf. univ., dr.	- referent oficial;
MĂLĂEL Ion, conf. univ., dr. ing.	- referent oficial.

Susținerea va avea loc la 6 martie 2024, ora 14:00, în ședința Comisiei de Doctorat din cadrul Universității Tehnice a Moldovei, MD 2045, Republica Moldova, Chișinău, str. Studenților 9/8, blocul 6, aud. 415.

Teza de doctor și rezumatul pot fi consultate la biblioteca Universității Tehnice a Moldovei și pe pagina web a CNAA (www.cnaa.md).

Rezumatul a fost expediat la 1 februarie 2024.

Conducător științific, **BOSTAN Viorel,** prof. univ., dr. hab.

semnătura

Autor
PETCO Andrei

semnătura

(©Petco Andrei, 2024)

# CUPRINS

REPERE CONCEPTUALE ALE CERCETĂRII	4
1. STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL PROIECTĂRII ȘI PRODUCERII	
POMPELOR CENTRIFUGE	7
2.PREZENTAREA METODELOR ANALITICE DE CALCUL AL ORGANELO	OR
DE LUCRU ALE POMPELOR CENTRIFUGE	8
3. ARGUMENTAREA METODELOR NUMERICE DE CALCUL ALE	
ORGANELOR DE LUCRU ALE POMPELOR CENTRIFUGE	9
4. OPTIMIZAREA CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALĂ A ORGANELOR DE	
LUCRU ALE POMPEI CENTRIFUGE	11
4.1. Optimizarea rotorului pompei centrifuge model CH 6,3/20-1,1-2	11
Rezultatele optimizării rotorului	19
4.2. Crearea și optimizarea rotorului pompei centrifuge pentru apă uzată	20
4.3. Crearea și optimizarea rotorului impulsor al pompei centrifuge de tip CMP	24
CONCLUZII GENERALE ȘI RECOMANDĂRI	30
Bibliografie	31
ADNOTARE	33

#### **REPERE CONCEPTUALE ALE CERCETĂRII**

Actualitatea temei: 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 pentruproducătorii 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 % pânăîn 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 PÂNĂÎN 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).

Înprezent 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.

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.ĥ baza considerentelor descrise au fost formulate scopul și obiectivele cercetării.

**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 și 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 tehnicoștiințifică 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 o cerere de 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 137 pagini text, 14 tabele, 115 figuri, 6 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**

## 1. STADIUL ACTUAL ÎN DOMENIUL PROIECTĂRII ȘI PRODUCERII POMPELOR CENTRIFUGE

*În primul capitol* este efectuată analiza și descrierea stării actuale a industriei de producere a pompelor centrifuge. Actual, pe teritoriu Republicii Moldova (RM) sunt prezente 8 întreprinderi care au în nomenclatorul de producție pompe centrifuge. Pompele produse de întreprinderi din Republica Moldova au aproximativ 150 de modele și sunt exportate în peste 60 de țări.

Starea actuală a industriei, cu tendință clară de reducere a volumului producerii (fig.1), 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.



Fig. 1. Producerea pompelor centrifuge, pompelor pentru lichide sau elevatoare de lichide în RM în perioada anilor 2005-2022, buc ('Productia

Principalelor Produse Industriale Pe Tipuri de Produse Si Ani.' ISM, 2023) În prezent majoritatea tipurilor de pompe fabricate în RM reprezintă un produs al unei evoluții constructiv-tehnologice a modelelor de pompe sovietice. Deci, pentru extinderea pieței de desfacere spre occident, în procesul de modernizare a pompelor produse în RM trebuie să se țină cont de următoarele obiective de sporire a eficienței energetice (Petco 2019):

- majorarea eficienței energetice a pompelor, inclusiv mărirea randamentului lor cât la debitul nominal Q<sub>nom</sub>, atât și în limitele intervalului de lucru;
- micșorarea rezervei de cavitație (Net Positive Suction Head Required NPSHr);
- extinderea intervalului de lucru intervalul dintre debitul minimal  $Q_{min}$  și debitul maximal  $Q_{max}$  etc.

Totodată este studiată construcția pompelor, sunt descrise trăsăturile caracteristice ale pompelor centrifuge produse în Moldova și este descris principiul de funcționare a pompei centrifuge.

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 [12], 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.

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, la metode de calcul bidimensionale și quasi-tridimensionale și până la mediile software de calcul și metodele bazate pe optimizări și simulări CFD (Computational fluid dynamics).

Totodată 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. Totodată au fost prezentate și modelele de optimizare aplicate în soluții industriale.



Fig. 2. Componentele principale ale pompei de tip CMP

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

**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 doi 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, în capitolul doi 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 (fig.3(a)) al parametrilor rotorului pompei. În mediul MathCad, a fost realizat calculul analitic al parametrilor geometrici ai rotorului pentru pompă model CH 6,3/20-1,1-2 cu următorii parametri geometrici (fig.3(b)).





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

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 DesignModeler 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. A fost realizat un studiu al cărui scop este stabilirea parametrilor optimali ai rețelelor de discretizare (studiu de convergență) necesari creșterii preciziei de calcul. Pe parcursul acestui studiu au fost efectuate 128 de simulări pe diferite grile de discretizare, cu dimensiunea volumului finit de  $1\div2,5$  mm și cu  $5\div20$  straturi de umflare, la diferite regimuri de curgere: debit minim (Qmin = 2 m<sup>3</sup>/h), debit

nominal (BEP) (Qnom = 6.3m<sup>3</sup>/h) și la debit maxim (Qmax  $m^{3}/h$ ) (fig.4). 9.5 de asemenea, au fost comparate modelele de turbulentă k-ɛ si SST la debit nominal (fig.5) (Bostan and Petco 2023). Totodată, a fost efectuată si o serie de simulări la o mărime diferită a volumului finit (S = 1÷2,5mm), la un număr diferit de straturi de inflatie (5÷20



straturi) pentru pompă CH 6,3/20-1,1-2. De asemenea au fost comparate și selectate modulele ANSYS de discretizare, ANSYS Mesher pentru rețea nestructurată și ANSYS TurboGrid pentru rețea structurată.

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. În calitate de model de turbulență a fost selectat modelul Menter's SST:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right],\tag{1}$$

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



Fig.5. Compararea preciziei de calcul a capului al pompei CH 6,3/32-2,2-2 folosind modelele de turbulență k-ε și SST (Bostan and Petco 2023)

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. Modelul de cavitație utilizat în studiu este 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.

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

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

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

# 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 authhtone. 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.

**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. 6), 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 figura 7.

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



Fig. 6. Schema cu dimensiuni de gabarit a rotorului pompei centrifuge model CH 6,3/20-1,1-2 în secțiune axială (Bostan and Petco, 2023-c)

Fig. 7. Schema de parametrizare geometrică a paletelor rotorului pompei (Bostan and Petco, 2023-b)

Discretizarea modelului geometric 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 si 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 8 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



Fig. 8. Aplicarea condițiilor inițiale și la limită în ANSYS CFX pre (Bostan and Petco, 2023-b)

curgerii fluidului în rotorul pompei egal cu  $5 \cdot 10^5$ , cu cca.  $1,5-2 \cdot 10^6$  elemente finite per grilă. *Stabilirea condițiilor inițiale și la limită.* La intrarea în zona de curgere (*Inlet*) (fig.9), se indică presiunea totală (stabilă), P<sub>inlet</sub> =  $10^6$  Pa. La ieșire (*Outlet*), 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 solutor (Zero Gradient). Domeniul rotorului se rotește la 2950 min<sup>-1</sup>, la o presiune de referință zero (Pref = 0 atm).

Simularea se bazează pe un model de fluid continuu bifazic compus din apă în forma lichidă și vapori de apă la temperatura 25°C. Interfața periodică de rotație (Periodic Interface) (fig.4.6.) a fost aplicată pe suprafețele de margine ale domeniului de calcul.

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 and Petco 2023), iar Frozen rotor a fost ales ca interfață între domenii (Interface model) la faza validării rezultatelor.



Fig. 9. Aplicarea condițiilor inițiale și la limită în ANSYS CFX pre (Bostan and Petco,2023-b)

Simularea procesului de turbulență reprezintă una din cele mai marii dificultăți care apar în timpul calculului parametrilor ai curgerii într-un rotor a pompei. 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 10<sup>6</sup> (Gülich 2020). Ținând cont de faptul că în cadrul studiului a fost utilizată starea staționară (Steady-State), în cercetarea dată, este utilizat modelul de turbulență SST (Menter's Shear Stress Transport) (Menter, 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 (Zwart, Gerber, and Belamri 2004). Au fost aleși următorii parametri: raza situsului de nucleație a fost aleasă  $R_B$  egală cu de  $1 \cdot 10^{-6}$  m, iar presiunea de saturație a vaporilor  $P_v$ = 3170 Pa.

*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 and Petco, 2023-b). 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<sup>-5</sup>. 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 and Petco, 2023-b). După efectuarea calculului (fig.10), 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. 10. Reprezentarea câmpului de presiune și distribuția parametrului y+ în ANSYS CFX post (Bostan and Petco, 2023-b) 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 11.



Fig. 11. Schema de optimizare a rotorului

Procesul de optimizare include următoarele acțiuni procedurale (Bostan and Petco 2023-b):

1. Stabilirea unui punct de referință prin efectuarea unei simulări a debitului la parametrii geometrici inițiali ai rotorului pompei. 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.

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 D<sub>1</sub> și diametrul exterior al rotorului D<sub>2</sub>, precum și numărul de palete Z. În figura 7, unghiurile  $\theta$  sunt reprezentate de parametrul M, care reprezintă poziția liniară a punctelor  $n_2...n_5$ .

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.

4. Setarea limitelor de variere a parametrilor. 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.12).



**Fig. 12. Procesul de optimizare produs în ANSYS optiSLang** (Bostan and 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.13), 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 14 (b).



Fig. 14. 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 and Petco, 2023-b)

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 (Papalambros, Wilde, 2017). 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  $2 \cdot 10^4$ eșantioane. Studiul geometriei este prezentat în figura 15. Trebuie de remarcat că geometria selectată pe margine este marcată cu roșu.



**Fig. 15. Geometrii explorate de algoritmul evolutiv folosind datele suprafeței de răspuns** (Bostan, Viorel, and Andrei 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. 16).

# 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<sub>nom</sub> = 20 m<sup>3</sup>/h), dar și o creștere a eficienței rotorului de la 56 % la 61 % (Bostan and 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.17), unghiul  $\theta$  a crescut semnificativ.

*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

În cadrul procesului de optimizare a fost modificată geometria paletei, precum și suprafețele coroanei și ale inelului (fig. 18). Geometria paletei a fost parametrizată în 3 puncte  $(n_1...n_3)$ , prin variația unghiului paletei  $\beta$  ( $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$ ). Poziția punctului  $n_1$  se determină prin poziția diametrului d, care descrie pozitia muchiei de intrare, iar  $n_3$  prin diametrul D<sub>2</sub> 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 În calitate parametri optimizare. de geometrici ce descriu suprafata interioară a inelului este selectat unghiul  $\alpha$  de înclinare și raza Rs a inelului. Suprafata coroanei este descrisă prin raza R<sub>H</sub>, iar distanța dintre coroană și inel prin lățimea b2 a canalului rotoric la iesire.







Fig. 17. Comparație între forma paletei originale și a celei optimizate (Bostan and Petco, 2023-b)





Influența parametrilor asupra criteriilor de parametrizare este prezentată în matricea coeficienților de prognozare (fig. 19). 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<sub>2</sub>. De asemenea, la sarcina de pompare mai influențează numărul de palete z, urmat de unghiul  $\alpha$  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  $\alpha$ . Coeficientul CoP al parametrilor ce descriu geometria paletei este sub 1%. Acest lucru poate fi datorat micșorării limitei de variere a unghiurilor paletei  $\beta$ , necesar pentru a micșora rata geometrelor "prăbușite" la faza creării modelului geometric.



Fig. 19. Matricea coeficienților de prognozare (CoP) ai parametrilor și criteriilor de optimizare a rotorului pompei

La formarea suprafeței de răspuns (fig. 20) 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. 20. 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.

## 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 studiului de optimizare a rotorului pompei de tip CH, au fost obținute 3 modele geometric prezentate în figura 21.





# Fig. 21. Modelul geometric al rotoarelor obținute

# (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. 21) este prezentată în tabelul 1. 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 <sub>2</sub> 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 1. 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  $\theta$  de desfășurare și un număr redus z de palete, în cazul optimizării complete a rotorului, invers, a fost obținut rotorul cu unghiul  $\theta$  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 (Gülich 2020).

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*  $Q_{nom} = 110 \text{ m}^3/\text{h}$ , 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).

Modelul geometric inițial a fost obținute prin intermediul mediului CFturbo. În urma testărilor, s-a constatat că doar pompa cu rotor cu o singură pală, permite funcționarea pompei la parametrii hidraulici prescriși și trecerea prin pompă a particulelor cu diametrul maximal  $d_p = 80$  mm. De asemenea, trebuie de menționat că, în calitate de tipul de refulare, a fost aleasă schema cu corpul pompei cu volută (Yonar 2018).

A fost realizată o serie de simulări ale modelelor pompelor, formate din trei domenii (fig. 22): racord de aspirație, rotor și volută cu racord de refulare.



Fig. 22. Rezultatele simulării bazate în geometria pompelor obținute în CFtutbo (P<sub>inlet</sub> = 10 mH<sub>2</sub>O)

## Elaborarea modelului geometric

Geometria paletei a fost parametrizată variind unghiul  $\beta$  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. 23), 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  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  calculate de mediul software.



Fig. 23. Modelul de parametrizare al rotorului pentru apă uzată cu o singură paletă

#### Discretizarea modelului geometric

Deoarece modulul ANSYS TurboGrid nu sustine 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. 24). Pentru generarea rețelei de discretizare au fost utilizati următorii parametri:

Pentru calculele din ciclul de optimizare. Mărimea maximală а elementului finit de  $\Delta S = 2mm$ . Pe suprafetele 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 obtinute retele cu cca 1,5- $2 \cdot 10^6$  volume finite.

Pentru calculele de validare а geometriei rotorului optimizat. Mărimea maximală a elementului finit de  $\Delta S =$ 



Fig. 24. Grila de discretizare a rotorului (la faza optimizării) generată în ANSYS Mesher

1mm. Au fost obtinute retele cu cca.  $14 \cdot 10^6$  volume finite.

Condițiile, inițiale și la limită au rămas simulare cu cele expuse în secțiunea 4.1, dar cu o turatie a rotorului de 1800 min<sup>-1</sup> si fără aplicarea interfetei periodice. De asemenea și setările de procesare si post-procesare au rămas similare (fig.25,26). 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 11.

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 similară cu parametri geometrici aproape identici.



#### Fig. 25. Distribuția câmpului de presiune în rotorul pompei Analiza rezultatelor obținute

Fig. 26. Distribuția parametrilor y<sup>+</sup>

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



Fig. 27. Suprafața de răspuns (a) Influența diametrului rotorului și lățimii palei asupra sarcina de pompare, (b) Influența diametrului rotorului și unghiului de desfășurare θ<sub>3</sub> asupra momentului de torsiune al rotorului.

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  $b_2$  a canalului rotoric.

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 2.

Geometria rotorului	Sarcina de pompare, mH2O	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 2. Compararea parametrilor organelor de lucru inițiali cu cei optimizați

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

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.

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.

#### 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 2023).

Procesul de optimizare (similar cu cel expus în fig. 11) a pieselor pompelor centrifuge necesită o analiză atentă, modelare, procesare a rezultatelor și constă, de obicei, în (Parikh, Mansour, and Thévenin 2021; 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.

#### Formularea sarcinii de optimizare

Alegerea unui criteriu de optimizare, a parametrilor și a restricțiilor joacă un rol esențial (Parikh, Mansour, and Thévenin 2021; 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. **Crearea și discretizarea modelului geometric** 

Pentru obținerea modelului geometric a fost utilizat ANSYS DesignModeler cuplat cu BladeEditor. 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. Modelul de discretizare a fost generat folosind ANSYS TurboGrid (fig. 28), care poate capta cu acuratețe geometria și caracteristicile de curgere ale componentelor turbomașinilor (Bostan and Petco 2023).



Fig. 28. Rețea structurată obținută în ANSYS TurboGrid

Următorii parametri au fost utilizați ca parametri de rețea: parametrul realizabil dorit y<sup>+</sup> = 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.

## Procesarea, postprocesarea și selectarea datelor

Calculele iterative au fost efectuate în ANSYS WorkBench. Procesul iterativ (similar cu cele prezentate în figura 11) 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<sup>-5</sup>.

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. După finalizarea calculului (fig.29), valorile dorite ale înălțimii impulsorului sunt afișate ca indicator al criteriului de optimizare.



Fig. 29. Linii de curent cu indicarea vitezei de curgere

#### Setarea parametrilor și a criteriilor de optimizare

Pentru realizarea optimizării se utilizează software-ul ANSYS optiSLang. 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.

Lungimea impulsorului L, diametrul exterior al impulsorului D, diametrul butucului d și unghiul de înfășurare  $\theta$  (Fig. 30) au fost aleși ca parametri de optimizare. Limite de variere a parametrilor 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.



Fig. 30. 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.

## 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. 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 31.



Fig. 31. 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 (Bostan and Petco, 2023-a)

Se poate observa din figura 31 (b) că impulsorii, al căror unghi de înfășurare  $\theta$  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.

Principalilor parametri, care afectează înălțimea de pompare exercitată de impulsor sunt unghiul de înfășurare  $\theta$  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. 3).

rubelui et compararea rezultatellor optimizarn					
Algoritm de	Diametrul bucșei d,	Diametrul exterior	Lungimea impulsorului	Unghi de înfășurare	Înălțimea de
optimizare	mm	D, mm	L, mm	θ, °	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 3. Comp	oararea rezultatelor	optimizării
-----------------	----------------------	-------------

Rezultatele au fost validate digital (fig. 32–33) 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. Atunci când presiunea scade sub NPSH3 (fig.32), cavitățile de cavitație ajung la marginea de intrare a rotorului, marcată în figura 33, zone în care volumul de vapori crește volumul de apă din faza lichidă.



de presiuni



Fig. 33. Reprezentarea cavităților la NPSH = 2,6 mH2O

Validarea experimentală a rezultatelor optimizării

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.

Scopul testului (fig. 34, 35), pe lângă obținerea principalelor caracteristici ale pompei (fig. 36, 37), (înăltimea de pompare exercitată, consumul de curent și puterea), a fost de a obtine si valoarea NPSH3, a rezervei de cavitatie critică, adică înăltimea de aspiratie 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. 35. Structura statiei de testare

Valoarea NPSH3, este necesară pentru a evita cavitația și se utilizează pentru a obține valoarea NPSHr recomandată:

 $NPSHr = NSPH3 + P_v + 0.5 m(H2O).$ 





Fig. 36. Testarea pompei

Fig. 37. Impulsorul și rotorul fabricat

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 38. Din figură se poate observa o scădere proporțională a NPSH3 în general cu 0,5 mH2O, ceea ce este în concordanță cu datele teoretice.



cu construcția originală (verde) și cu impulsorul (roșu)

## 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-b). 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. 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

Ansys CFX Solver Theory Guide. Release 2021 R2. 2021. ANSYS, Inc. https://www.ansys.com/.

- 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'. In ACTA TECHNICA NAPOCENSIS Vol 66, No 4, 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.
- Ciucci, Matteo. 2023. 'Politica energetică: principii generale'.
- 'DOCUMENT DE REFLECȚIE. CĂTRE O EUROPĂ DURABILĂ PÂNĂ ÎN 2030'. 2019. https://commission.europa.eu/publications/sustainable-europe-2030\_ro.
- Gülich, Johann Friedrich. 2020. *Centrifugal Pumps*. Cham: Springer International Publishing. https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4.
- International Organization for Standardization. 2012 'ISO 9906:2012 Rotodynamic Pumps — Hydraulic Performance Acceptance Tests — Grades 1 and 2'. ISO. Accessed 2 September 2023. https://www.iso.org/standard/17789.html.
- Moisă, Irina Georgeta, Romeo Susan-Resiga, and Sebastian Muntean. 2013. 'PUMP INDUCER OPTIMIZATION BASED ON CAVITATION CRITERION'.
- 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.
- 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.
- Papalambros, Panos Y., Wilde, Douglass J., 'Principles of Optimal Design | Control Systems and Optimization'.2017 Cambridge University Press. ISBN: 9781107132672
- 'Productia Principalelor Produse Industriale Pe Tipuri de Produse Si Ani. ISM'. n.d. Accessed 24 July 2023. http://statbank.statistica.md/PxWeb/pxweb/ro/40%20Statistica%20economica/40%

20Statistica%20economica\_\_14%20IND\_\_IND030/IND030100.px/table/tableVie wLayout1/.

- 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.
- 'Strategia Energetică a Republicii Moldova 2050 (SEM 2050)'. 2022.
  - https://midr.gov.md/files/shares/Concept\_Strategia\_Enenergetica\_act\_.pdf.
- 'Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications | AIAA Journal'. n.d. Accessed 14 June 2023. https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/3.12149.
- Yonar, Taner. 2018. Wastewater and Water Quality. https://doi.org/10.5772/intechopen.71219.
- 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.
- 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.

# Lista publicațiilor autorului la tema tezei

- Rotor al pompei hidraulice centrifuge, inventatori Bostan V., Petco A. 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.
- Bostan, V.; Petco, A. Determining Optimal Simulation Settings for the Centrifugal Pump Parts Optimization Process. Journal of Engineering Science. *Vol. 30 No. 2* (2023), pag. 8–22
- Bostan V., Petco A., Şaragov I. Study of the empirical models' applicability for calculating the centrifugal pump's impellers geometric parameters. Journal of Engineering Science. *Vol. 32 No. 4 (2023)*.
- Bostan, V.; Petco, A. Minimizing Blade-Fluid Energy Losses in Centrifugal Hydraulic Pump Impellers. Innovative Manufacturing Engineering & Energy International Conference 12 -14 October 2023, Chişinău.
- Petco, A. Dezvoltarea constructiv-funcțională a pompelor centrifuge prin optimizarea multiparametrică și simulările CFD.; Tehnica UTM: Chișinău, 2019; ISBN: 978-9975-45-699-9 Vol. 1, pp. 538–543.
- Petco, A. Simularea numerica a curgerii lichidului în organele de lucru a pompei centrifuge prin intermediul Ansys CFX.; Tehnica UTM: Chişinău, 2021; ISBN: 978-9975-45-699-9, Vol. 1, pp. 504–507.

#### 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, 2 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 constructiv-funcționale 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 6 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, 2 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 CFDмоделирования 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».

#### 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 6 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, 2 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 pumps 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.

# PETCO ANDREI

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

# 242.01 – TEORIA MAȘINILOR, MECATRONICĂ

Rezumatul tezei de doctor în științe inginerești

Aprobat spre tipar: *26.02.2024* Hârtiæfset. Tipar ofset. Coli de tipar: *2.25*  Formatul hârtie 60x84 1/16 Tiraj 50 ex Comanda nr. 24

Universitatea Tehnică a Moldovei, Stefan cel Mare, 168, MD2004 Chișinău, Republica Moldovei