

INSTITUȚIA ORGANIZATOARE DE STUDII UNIVERSITARE DE
DOCTORAT UNIVERSITATEA PETROL-GAZE DIN PLOIEȘTI
DOMENIUL FUNDAMENTAL – ȘTIINȚE INGINEREȘTI
DOMENIUL DE DOCTORAT – INGINERIE MECANICĂ

REZUMAT
TEZĂ DE DOCTORAT
CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA LA
UZURĂ A ELEMENTELOR ACTIVE ALE
POMPELOR CU CAVITAȚIE
PROGRESIVĂ/ȘURUB FOLOSITE
ÎN INDUSTRIA PETROLIERĂ

Autor: ing. Ammar Mulla

Conducător științific: Prof.univ.dr.ing. Nicolae Napoleon Antonescu

Ploiești 2023

INSTITUȚIA ORGANIZATOARE DE STUDII UNIVERSITARE DE
DOCTORAT UNIVERSITATEA PETROL-GAZE DIN PLOIEȘTI
DOMENIUL FUNDAMENTAL – ȘTIINȚE INGINEREȘTI
DOMENIUL DE DOCTORAT – INGINERIE MECANICĂ

REZUMAT

TEZĂ DE DOCTORAT

**Cercetări privind comportarea la uzură a elementelor
active ale pompelor cu cavitație progresivă/șurub
folosite în industria petrolieră**

Research on the wear behavior of active elements of
progressive cavity/screw pumps used in the oil industry

Autor: ing. Ammar Mulla

Conducător științific: Prof.univ.dr.ing. Niculae Napoleon Antonescu

Nr. Decizie 547 din 05.09.2023

Comisia de doctorat:

Președinte	Prof.univ.habil.dr.ing. Mihai Adrian ALBULESCU	de la	Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești
Conducător științific	Prof.univ.dr.ing. Niculae Napoleon ANTONESCU	de la	Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești
Referent oficial	Prof.univ.dr.ing. Florin PETRESCU	de la	Universitatea Tehnică de Construcții București
Referent oficial	Prof.univ.dr.ing. Radu IATAN	de la	Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA București
Referent oficial	Prof.univ.habil.dr.ing. Răzvan George RÎPEANU	de la	Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești

Ploiești 2023

ABSTRACT

Progressive cavity pumps (PCP) are used in the transportation of petroleum liquids and waste water in the oil and gas industry, being the most efficient pumping systems in terms of ensuring a constant flow without impulses and especially an efficient pumping pressure for the pumping system pipelines. Also the PCP were used in petroleum industry to lift/extract from wells or to transport high viscosity fluids with or with not any solid particles, crude oil, aromatic condensates tighter emulsions.

The pumping element of this type of petroleum product delivery system consists of a single helical rotor that mates with an elastic double helical stator to create the movement of cavities that will transfer liquid particles from suction to discharge.

Both components of the rotor-stator coupling can suffer damage to the contact surfaces, during pumping, due to the relative sliding movement of the rotor to the stator and the presence of abrasions in the contact area.

For a pump manufacturer to remain active in the market, it must offer the customer an optimized selection of materials for both wear parts at a competitive price.

Wear is not an intrinsic property of the material and its value depends on the conditions in each and the tribological system analyzed for each individual pump.

To improve or optimize the lifetime of a system, it is vital to understand the complexity of the mechanisms that generate the friction between the stator and the rotor and especially the material losses of the components during the operation of the rotor-stator coupling.

This thesis aims to bring more scientific research in terms of the phenomenological understanding of the operation of the stator-rotor coupling, with specific reference to the pumping systems manufactured in Romania.

It also provides a pertinent analysis of the wear mechanisms, the components of the pumping elements in the progressive cavity pumps and the evaluation of the wear mode as well as the severity of the change in the system parameters.

The in-depth study contained in this thesis allowed the development of a new system of equations to determine the wear model, as well as the behavior of certain materials during the operation of the rotor-stator coupling.

Laboratory wear tests with various material stator-rotor couplings were reviewed and evaluated, both to determine their suitability for evaluating the wear performance of rotor and stator materials and to realize a computerized version of the pumping system.

It was concluded that no laboratory test standards are suitable for defining the damage (wear) of the rotor-stator coupling and are useful to meet the tribological needs of the pumping system.

CUPRINS

Prefață	3.
Introducere	7.
Abstract.....	10.
CAPITOLUL 1 - STADIUL ACTUAL AL PROIECTĂRII, FABRICĂRII ȘI EXPLOATĂRII POMPELOR CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ/ȘURUB	12.
1.1. Scurt istoric al utilizării pompelor cu cavitație progresivă.....	12.
1.2. Analiza defectelor elementelor active ale pompelor cu cavitație progresivă	15.
1.2.1. Concluzii privind utilizarea pompelor cu cavitație progresivă în câmpurile petroliere din Mexic	21.
1.2.2. Concluzii privind utilizarea pompelor cu cavitație progresivă în câmpurile petroliere din România	23.
1.2.3. Analiza defectelor pompelor cu cavitație progresivă fabricate de Confind Câmpina.....	26.
1.3. Analiza principalelor aspecte constructiv funcționale și tehnologice a pompelor cu cavitație progresivă (PCP), fabricate în România	28.
1.3.1. Principiul de funcționare.....	28.
1.3.2. Elementele geometrice ale pompelor cu cavitație progresivă.....	31.
1.3.3. Modul de funcționare al pompelor cu cavitație progresivă construite în România.....	33.
1.3.4. Analiza sistemelor de pompare cu cavitație progresivă realizate în România	38.
1.3.5. Elementele componente ale pompelor cu cavitație progresivă	41.
1.4. Modelarea matematică a mentenanței pompelor cu cavitație progresivă	41.
1.5. Concluzii	49.
CAPITOLUL 2 - MODELAREA MATEMATICĂ A FUNCȚIONĂRII POMPELOR CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ/ȘURUB.....	52.
2.1. Date generale.....	52.
2.2. Modelarea numerică a ecuațiilor de transfer.....	55.
2.3. Calibrarea modelului	63.
2.4. Concluzii	66.

CAPITOLUL 3 - CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA LA UZURĂ A ELEMENTELOR ACTIVE ALE POMPELOR CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ/ȘURUB FOLOSITE ÎN INDUSTRIA PETROLIERĂ.....	69.
3.1. Materialele folosite pentru rotor și stator.....	69.
3.2. Stabilirea tipurilor de încercare de uzură aparate, epruvete și condițiile de încercare	73.
3.2.1. Descrierea mașinii Amsler de încercare la uzură.....	73.
3.2.1.1. Construcția și pregătirea epruvetelor	77.
3.2.1.2. Modul de lucru experimental	79.
3.2.1.3. Analiza rezultatelor obținute la frecarea seturilor de cuple pe mașina Amsler.....	80.
3.2.2. Determinarea coeficientului de uzură, forței de frecare, penetrației în condiții dinamice folosind Tribometrul CSM	87.
3.2.3. Determinarea uzurii gravimetrice a materialelor statorului pompei cu cavitație progresivă folosind testărul Baroid	95.
3.3. Concluzii privind testele efectuate pe tribometrele Amsler, CSM și Baroid.....	116.
CAPITOLUL 4 - ANALIZA UZURII EROZIV ABRAZIVE CU MODELELE CLASICE PENTRU MATERIALELE CUPLEI ROTOR-STATOR.....	119.
4.1. Definire. Caracterizare.....	119.
4.2. Analiza eroziunii cu modelele matematice specifice.....	124.
4.2.1. Modelele matematice ale eroziunii.....	124.
4.2.2. Rezultate și discuții.....	152.
4.2.3. Concluzii	156.
CAPITOLUL 5 - ANALIZA STĂRII DE EFORTURI ȘI DEFORMAȚII DIN CUPLA ROTOR –STATOR PRIN METODA ELEMENT FINIT (MEF).....	158.
5.1. Date introductive.....	158.
5.2. Modelarea în ANSYS.....	160.
5.3. Concluzii	172.
CAPITOLUL 6 - CONCLUZII GENERALE CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE PROPUSE.....	173.

6.1.	Concluzii generale și contribuții personale	173.
6.2.	Direcții de cercetare propuse.....	185.
BIBLIOGRAFIE		Pag?
ANEXE		Pag?
Anexa 1	CALITĂȚI ȚIȚEIURI LIVRATE ÎN CÂMPURILE PETROLIERE ANALIZATE DIN MEXIC	
Anexa 2	SISTEMUL DE POMPARE CU POMPE CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ ANALIZAT ÎN ROMÂNIA	
Anexa 3	DEFECȚIUNI ALE SISTEMELOR DE POMPE CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ DIN ROMÂNIA	
Anexa 4	DESCRIEREA SISTEMULUI DE POMPARE CU POMPE CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ	
Anexa 5	TIPURI DE DEFECTE INVENTARIATE LA POMPELE CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ	
Anexa 6	PROCEDURI DE TESTARE	

INTRODUCERE

Pompele cu cavităție progresivă (cavitate progresivă)/(PCP) sunt sisteme de transport și livrare a lichidelor petroliere și a apelor uzate din industria de petrol și gaze, fiind astfel, cele mai eficiente sisteme de pompare în ceea ce privește asigurarea unui debit constant fără impulsuri și mai ales a unei presiuni de pompare constante și optime pentru sistemul de conducte.

Elementul de pompare al acestui tip de sisteme de livrare a produselor petroliere este format dintr-un singur rotor elicoidal, care se îmbină cu un stator dublu elicoidal elastic, pentru a crea mișcarea unor cavități ce vor face transferul particulelor de lichid de la aspirație la refulare.

Ambele elemente componente ale cuplei rotor-stator au rolul de a crea o mișcare a unor cavități ce vor face transferul particulelor de lichid de la aspirație la refulare. În practica industrială de utilizare a acestor sisteme de pompare, ambele componente ale cuplei rotor-stator pot suferii deteriorări ale suprafețelor de contact. În timpul pompării, din cauza mișcării relative de alunecare a rotorului față de stator și prezența abraziunilor din zona de contact.

Acest fenomen apare în timpul pompării lichidelor petroliere, din cauza:

- a. mișcării relative de alunecare a rotorului față de stator (cu o distanță de contact ce nu asigură o lubrefiere și o livrare a produselor petroliere perfectă, fără a crea și posibilitatea eroziunii acestei suprafețe de contact);
- b. prezenței unor elemente abrazive (existente și incluse în lichidele necesare a fi transferate-pompe) din zona de contact.

Pentru ca un producător de pompe să rămână activ pe piață, trebuie să ofere clientului o selecția optimizată a materialelor, pentru ambele părți de uzură, la un preț competitiv.

Uzura nu este o proprietate intrinsecă a materialului, dar valoarea sa depinde de condițiile de construcție a fiecărui element din asamblu rotor-stator și de sistemul tribologic existent în funcționarea fiecărei pompe analizate în parte.

Pentru a îmbunătăți sau optimiza durata de viață a unui sistem, este vital a înțelege complexitatea mecanismelor care generează frecarea dintre stator și rotor și mai ales pierderile materiale ale componentelor în timpul funcționării cuplei rotor-stator și în timpul conservării și staționării pompei.

Această teză de doctorat are rolul de a aduce un plus de cercetare științifică în ceea ce privește înțelegerea fenomenologică a funcționării cuplei stator-rotor, cu referire specifică la sistemele de pompare fabricate în România.

De asemenea se face o analiză pertinentă a mecanismelor de uzură, a componentelor sistemelor de pompare, a elementelor active de pompare din pompele cu cavităție progresivă și are rolul de a evalua modul de uzură a componentelor aflate în mișcare precum și severitatea modificării parametrilor acestui sistem analizat.

Studiul aprofundat prezentat în această teză, a permis dezvoltarea unui nou sistem de ecuații care să determine model de uzură, uzură abraziv corozivă precum și comportarea anumitor materiale la funcționarea cuplei rotor-stator.

Testele de uzură a diferitelor cuple stator-rotor (efectuate în laboratorul Universității Petrol-Gaze Ploiești) au fost analizate și evaluate, atât pentru a determina adecvarea materialelor componente în timpul funcționării sistemelor de pompare, precum și pentru a stabili performanța la uzură a materialelor rotorului și statorului și mai ales pentru a realiza o variantă computerizată a comportării sistemului cuplă rotor-stator în timpul pomperii produselor petroliere.

S-a ajuns la concluzia că nici un model de analiză computerizată a comportării la eroziune a sistemelor cuplă rotor-stator a sistemelor de pompare prezente în literatura de specialitate, nu descrie corect și uniform comportarea materialelor, fiind necesară realizarea de teste de laborator (pentru fiecare tip de materiale utilizate, pentru fiecare tip de pompă propus și pentru fiecare tip de fluid livrat) necesare în definirea deteriorării (eroziunii) cuplei rotor-stator.

Teza de doctorat intitulată *“CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA LA UZURĂ A ELEMENTELOR ACTIVE ALE POMPELOR CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ/ȘURUB FOLOSITE ÎN INDUSTRIA PETROLIERĂ”* este alcătuită din: Introducere, Abstract, 6 capitole mari urmate de subcapitole, Bibliografie științifică, 6 Anexe cu informații referitoare la sistemul de pompare cu cavitație progresivă din România și tipuri de defecte care au la bază Catalogul tehnic de la Confind Câmpina.

Informațiile au fost adăugate în lucrarea prezentă, deoarece materialele principale pe care le-am folosit la efectuarea testelor au fost achiziționate prin Cofind Câmpina. Anexele fac parte integrantă din teza prezentă.

CAPITOLUL 1

STADIUL ACTUAL AL PROIECTĂRII, FABRICĂRII ȘI EXPLOATĂRII POMPELOR CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ/ȘURUB

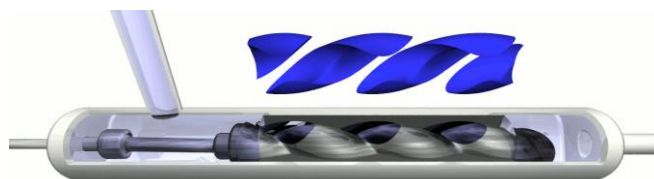
1.1. Scurt istoric al utilizării pompelor cu cavități progresive

Sistemul de pompare cu cavităție progresivă (PCP) a fost dezvoltat, de francezul **Rene Moineau, în anul 1920** [1]. Descoperirea principiului funcționării acestui tip de pompe, s-a datorat utilizării compresoarelor la acționarea motoarelor cu reacție, Rene Moineau implementând camerele de transfer, a particulelor de fluid, printr-un mecanism asemănător pompelor cu cavităție progresivă de azi.

Actualmente se constată că nu există sectoare din industria petrolieră care să nu utilizeze acest sistem de circulație a lichidelor, fiind implementate ca și motoare volumice și mai ales ca și sisteme de pompare a fluidelor bifazice (lichide cu gaze în soluție).

Scopul inițial al Capitolului 1 a fost de a observa comportarea în funcționare a acestui tip de pompe și a analiza statistic defectele care pot să apară în funcționare.

Elementul de pompare al acestui tip de sisteme de livrare a produselor petroliere este format dintr-un singur rotor elicoidal, care se îmbină cu un stator dublu elicoidal elastic, pentru a crea mișcarea unor cavități ce vor face transferul particulelor de lichid de la aspirație la refulare.



**Fig. 1.1. Principiul de funcționare [1,5]
Rotorul și statorul pompei cu cavități progresive**

1.2. Analiza defectelor elementelor active ale pompelor cu cavităție progresivă

Înțelegerea problemelor ce pot apărea în funcționarea PCP, s-a realizat printr-o analiză statistică, care a avut rolul de a analiza:

- tipurile de defect apărute în funcționarea PCP,
- cauzele ce au dus la propagarea acestor defecte,
- modul de intervenție și cantitățile de piese de rezervă, necesare pentru repararea pompelor cu cavităție progresivă (PCP).

Am analizat sistemul de transport al fluidelor din mai multe câmpuri petroliere din Mexic (ANEXA 1) și România (ANEXA 2) și sistemele de prelucrare ale apelor uzate menajere.

Pentru început am efectuat o analiză a principalelor defecte specifice pompelor cu cavitație progresivă.

Această cercetare statistică s-a efectuat pe o perioadă de 5 ani de zile de funcționare, cu durata de livrare a produselor lichide, de minim 2 ani și maxim 4 ani (funcționare continuă sau alternativă însumată).

1.2.3. Analiza defectelor pompelor cu cavitație progresivă fabricate de Confind Câmpina:

- **Tipurile principale de uzură ale rotorului PCP**

a. **Uzura abrazivă a interfeței cuplei stator-rotor** (figura 1.11.a).

b. **Uzura datorată acidității fluidului transportat** (atacă structura exterioară a materialului cuplei și anume zona cromată), (figura 1.11.b).

c. **Fisurarea sau în unele cazuri crăparea suprafeței cromate**

(figura 1.11.c, d.). Acest tip de defect apare de obicei în mijlocul rotorului. Cromul este exfoliat fără a afecta materialul de bază.

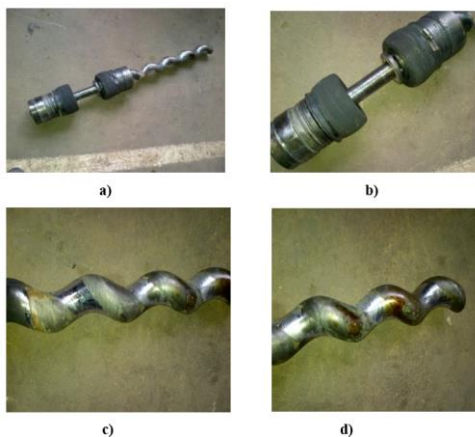


Fig. 1.11. Tipurile principale de uzură ale rotorului pompelor cu cavitație progresivă/ șurub – a); b); c); d) Uzura abrazivă fără afectarea materialului de bază [12,14].

- **Tipurile principale de uzură ale statoarelor PCP: [12,13,14]:**

a. **Uzura abrazivă**, datorată existenței impurităților din fluidul transportat,

b. **Apariția histerezis-ului** datorită preluării (transferului) și stocării energiei fluidului (transfer de căldură) transportat în elastomer (creșterea temperaturii acestuia),

c. **Desprinderea elastomerului de pe suprafața de contact**, datorită temperaturilor mari sau scăzute ale zonei de amplasare a pompei pompei (are loc fenomenul de contracție sau expandare a polimerului),

- d. **Scăderea adeziunii polimerului la contactul dintre elastomer și rotor**, datorită vâscoelasticității acestuia (polimerul stochează energie ca urmare a apariției fenomenului de frecare, energie ce asigură creșterea temperaturii acestuia, dilatarea polimerului și ruperea sau desprinderea de părți din acesta) (fig e, k).



Fig. e- ruperea și tasarea elastomerului,
Fig. k- distrugerea elastomerului datorită temperaturilor mari

1.3. Analiza principalelor aspecte constructiv funcționale și tehnologice ale pompelor cu cavitație progresivă folosite în România

1.3.2. Elementele geometrice ale pompelor cu cavitație progresivă

Raportul dintre geometria rotor-stator este de 1:2, acest lucru înseamnă că vom avea un rotor cu pornire unică într-un ansamblu format din două camere de transfer de lichide (două porniri) (fig.1.15, 1.16). **Pasul statorului este de 2 ori lungimea pasului rotorului.**

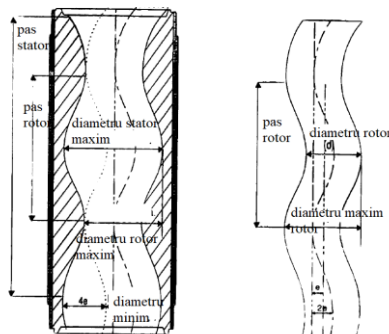


Fig 1.15. Elementele geometrice ale pompelor cu cavitație progresive

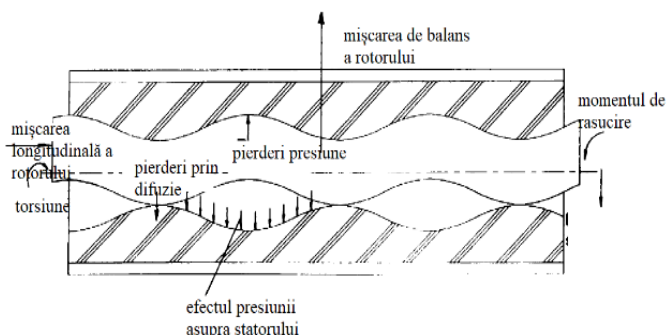


Fig 1.16. Inventarierea forțelor care acționează în timpul funcționării pompelor cu cavitație progresivă

După cum se observă în figura 1.15 și 1.16 există o zonă de contact între rotor și stator.

1.4. Modelarea matematică a mentenanței pompelor cu cavitație progresivă

În Anexa 5 am clasificat fiecare tip de defect și modalitatea de eliminare a acestuia. De asemenea am și definit gama de apariție statistică a defectelor, conform tabelului 1. Modelul numeric necesar determinării timpului minim de staționare a sistemului de pompare (a întârzierilor datorate apariției unui defect) este format dintr-un sistem de ecuații și inecuații numerice care are rolul de a determina:

- tipul de defect ce poate apărea,
- necesarul minim de mentenanță (de alocare resurse).

Sistemul de ecuații pentru detectarea tipului de defect ce poate apărea este dat de următoarele ecuații:

$$\begin{aligned}
 x_{11}A_{11} + x_{12}A_{12} + x_{13}A_{13} + x_{14}A_{14} + x_{15}A_{15} + x_{16}A_{16} &\leq 20 \\
 x_{21}A_{21} + x_{22}A_{22} + x_{23}A_{23} + x_{24}A_{24} + x_{25}A_{25} + x_{26}A_{26} + x_{27}A_{27} &\leq 20 \\
 x_{31}A_{31} + x_{32}A_{32} + x_{33}A_{33} + x_{34}A_{34} + x_{35}A_{35} &\leq 10 \\
 x_{41}A_{41} + x_{42}A_{42} &\leq 5 \\
 x_{51}A_{51} &\leq 5 \\
 x_{61}A_{61} + x_{62}A_{62} + x_{63}A_{63} &\leq 5 \\
 x_{71}A_{71} + x_{72}A_{72} + x_{73}A_{73} + x_{74}A_{74} + x_{75}A_{75} &\leq 5 \\
 x_{81}A_{81} &\leq 5 \\
 x_{91}A_{91} + x_{92}A_{92} &\leq 5 \\
 x_{101}A_{101} &\leq 10 \\
 x_{111}A_{111} + x_{112}A_{112} + x_{113}A_{113} &\leq 5 \\
 x_{121}A_{121} &\leq 5 \\
 A_{11} + A_{12} + A_{13} + A_{14} + A_{15} + A_{16} + \\
 + A_{21} + A_{22} + A_{23} + A_{24} + A_{25} + A_{26} + A_{27} + \\
 + A_{31} + A_{32} + A_{33} + A_{34} + A_{35} + \\
 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + \\
 + A_{51} + A_{61} + A_{62} + A_{63} + \\
 + A_{71} + A_{72} + A_{73} + A_{74} + A_{75} + \\
 + A_{81} + A_{91} + A_{92} + A_{101} + \\
 + A_{111} + A_{112} + A_{113} + A_{121} &= \min \\
 A_{11}, \dots, A_{121} &\geq 0 \\
 A_{11}, \dots, A_{121} &= \text{intreg} \\
 x_{11}, \dots, x_{121} &= \text{intreg}
 \end{aligned}$$

Unde: A_{11}, \dots, A_{121} sunt defectele din tabelul 1.

x_{11}, \dots, x_{121} reprezintă erorile statistice ce pot fi determinate în urma analizei unui sistem de pompare în funcțiune.

În ceea ce privește mentenanța am scris un algoritm de calcul de forma:

$$\begin{aligned}
& y_1 \cdot M_1 + y_2 \cdot M_2 + y_3 \cdot M_3 + y_4 \cdot M_4 + y_5 \cdot M_5 + \\
& y_6 \cdot M_6 + y_7 \cdot M_7 + y_8 \cdot M_8 + y_9 \cdot M_9 + y_{10} \cdot M_{10} + y_{11} \cdot M_{11} + \\
& y_{12} \cdot M_{12} + y_{13} \cdot M_{13} + y_{14} \cdot M_{14} + y_{15} \cdot M_{15} + y_{16} \cdot M_{16} + y_{17} \cdot M_{17} = 52 \\
& M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 + \\
& M_6 + M_7 + M_8 + M_9 + M_{10} + M_{11} + \\
& M_{12} + M_{13} + M_{14} + M_{15} + M_{16} + M_{17} = \min \\
& M_1, \dots, M_{17} \geq 0 \\
& M_1, \dots, M_{17} = \text{intreg}
\end{aligned}$$

Tablul 2. Programe de mentenanță

Cod Mentenanță	Aspect	Frecvența
M1	Verificare senzor prezenta lichid în conducta de aspirație.	saptamanal
M2	Verificare presiune în conducta de aspirație.	saptamanal
M3	Verificare clapet de reținere refulare.	saptamanal
M4	Verificarea temperaturii rulmenților.	saptamanal
M5	Verificarea temperaturii statorului.	saptamanal
M6	Verificarea funcționării fitrului de pe conducta de aspirație.	saptamanal
M7	Verificarea etanșității pompei și a sistemului de pompare	saptamanal
M8	Verificarea etanșității lagărelor.	saptamanal
M9	Verificare etanșității camerelor de pompare.	saptamanal
M10	Verificare etanșității ferestrelor de control.	Saptamanal
M11	Verificarea etanșității conductelor de refulare.	saptamanal
M12	Verificarea etanșității conductelor de aspirație	saptamanal
M13	Verificarea sistemului de antrenare motor-pompă	saptamanal
M14	Alinierea sistemului de antrenare motor-pompă	saptamanal
M15	Verificarea pompei și a motorului funcție de fundație (rigidizarea acestora)	saptamanal
M16	Verificarea sistemului de împământare a pompei și motorului electric.	Lunar
M17	Verificare ungerii sistemelor de antrenare (rulmenți, etc.).	saptamanal

Unde: M_1, \dots, M_{17} sunt programele de mentenanță conform tabelului 2.

y_1, \dots, y_{17} sunt duratele de timp (săptămâni) la care se intervine pentru efectuarea operației de mentenanță.

Programele de calcul realizate permit să determinăm cu precizie timpul de mentenanță și probabilitatea de a apărea un defect.

1.5. Concluzii

În primul capitol: „*Stadiul actual al proiectării, fabricării și exploatării pompelor cu cavitație progresivă/șurub*” am putut identifica pe baza cercetărilor statistice nivelul de defectare al pompelor cu cavitație progresivă și defectele apărute în exploatare la cupla rotor-stator.

Am concluzionat următoarele aspecte fundamentale în înțelegerea funcționării pompelor cu cavitație progresivă:

- ✓ Pompele cu cavitație progresivă sunt cele mai eficiente sisteme de pompare pentru industria petrolieră,
- ✓ Ușurința construirii acestora face ca acest tip de pompe să fie din ce în ce mai utilizat în industria petrolieră,

- ✓ Cercetările efectuate arată că cea mai pregnantă uzură a cuplei rotor-stator este uzura prin eroziune.
- ✓ Uzura constatată la cupla rotor - stator se manifestă printr-o degradare generală de tip mecanic și chimic.
- ✓ Am realizat două softuri care au rolul de a permite calculul cheltuielilor minime privind mentenanța și mai ales pericolozitatea apariției unui accident.
- ✓ Datorită programelor de calcul s-a putut determina cu precizie timpul de mentenanță și probabilitatea de a apărea un defect.

CAPITOLUL 2

MODELAREA MATEMATICĂ A FUNCȚIONĂRII POMPELOR CU CAVITAȚIE PROGRESIVĂ/ȘURUB

2.1. Modelarea numerică a ecuațiilor de transfer

Scopul Capitolului 2 “Modelarea matematică a funcționării pompelor cu cavitație progresivă” a fost de a dezvolta un model de flux simplificat care poate prezice curbele operaționale ale unei pompe cu caviăți progresive (PCP).

Ideea de bază a acestei abordări este de a stabili relații între presiunea diferențială și debitul prin pompă, scăzând contracurentul (pierderile) scurs din etanșări, în timpul debitului deplasat.

Odată având parametrii geometrici caracteristici canalelor, se realizează un bilanț de masă pentru fiecare cavitație, pentru a obține presiunea în cavitați. Figura 2.1 ilustrează abordarea conceptuală utilizată în acest model și modul în care geometria pompei este simplificată.

În figura 2.1 ilustrează abordarea conceptuală utilizată în acest model și modul în care geometria pompei este simplificată.

Rezultă că geometria pompei constă în cavitați cu presiune constantă în interiorul lor și canale cu secțiune transversală constantă reprezentând regiuni de etanșare.

Pentru a generaliza modelul pentru orice număr de cavitați, se presupune, conform Gamboa că alunecarea transversală curge din cavitatea i în cavitatea $i-1$ și alte scurgeri de alunecare axială din cavitatea i în cavitatea $i-2$.

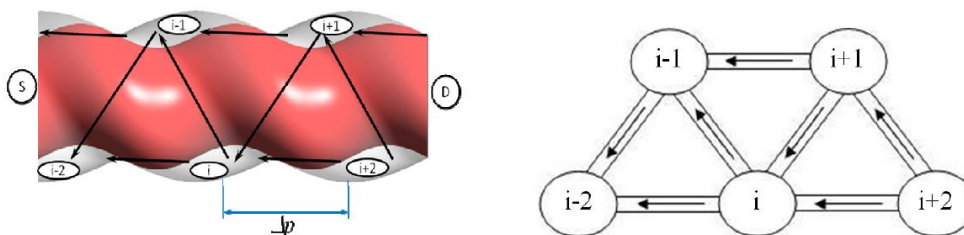


Fig. 2.1. Modul de curgere prin pompa cu cavitație progresivă

2.3. Calibrarea modelului

Modelul simplificat obținut de către subsemnatul în această lucrare poate fi de asemenea ajustat prin date experimentale.

După cum s-a menționat, L_L și L_T reprezintă lungimile luate în considerare pentru canalele axiale și transversale, care rezultă la aceeași cădere de presiune a zonei de etanșare (figura 2.2).

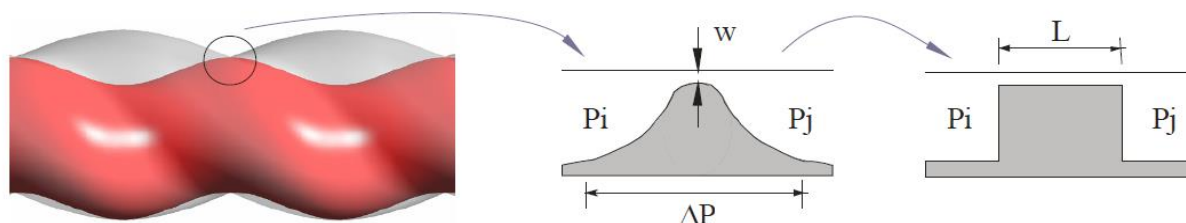


Fig. 2.2. Modelul utilizat pentru calibrarea curgerii fluidelor prin pompa cu cavitație progresivă

„Canalul” considerat în acest model este de tipul convergent-divergent.

Parametrul L este determinat prin „încercare și eroare” în așa fel încât modelul simplificat să ofere același debit ca și modelul real.

Parametrul ajustat pentru o anumită geometrie a pompei și un anumit tip de fluid, ne oferă posibilitatea creerii curbilor de curgere a pompelor.

Pentru exemplificare am utilizat pomparea a două țiteiuri printr-o pompă cu următoarele caracteristici:

Tabelul 2.1. Caracteristicile pompei utilizate pentru analiza modelului creat în acest capitol

Caracteristica pompei	Mărime numerică, mm
Excentricitate-E	4,045
Diametru rotor- d_R	39,880
Diametru stator- d_S	40,250
Lungimea pasului	119,889 mm
Număr de pasuri	3
Zona de contact	0,185 mm

Tabelul 2.2. Proprietățile fluidului livrat

Proprietate	Țitei cu vâscozitatea de 40 cP	Țitei cu vâscozitatea de 470 cP	Apă sărată 1 cP
Densitate, kg/m ³	870	885	997

Pentru țiteiuri s-a utilizat o rotație a pompei de 100, 200, 300 și 400 rpm, iar pentru apa sărată o rotație a pompei de 300 și 400 rpm. În fig. 2.10 până la 2.12 sunt exemplificate curbele pompei cu cavițație progresivă rezultate din valorile determinate experimental și calculele cu modelul numeric pentru țitei 40 cP, 470cP, apă 1cp:

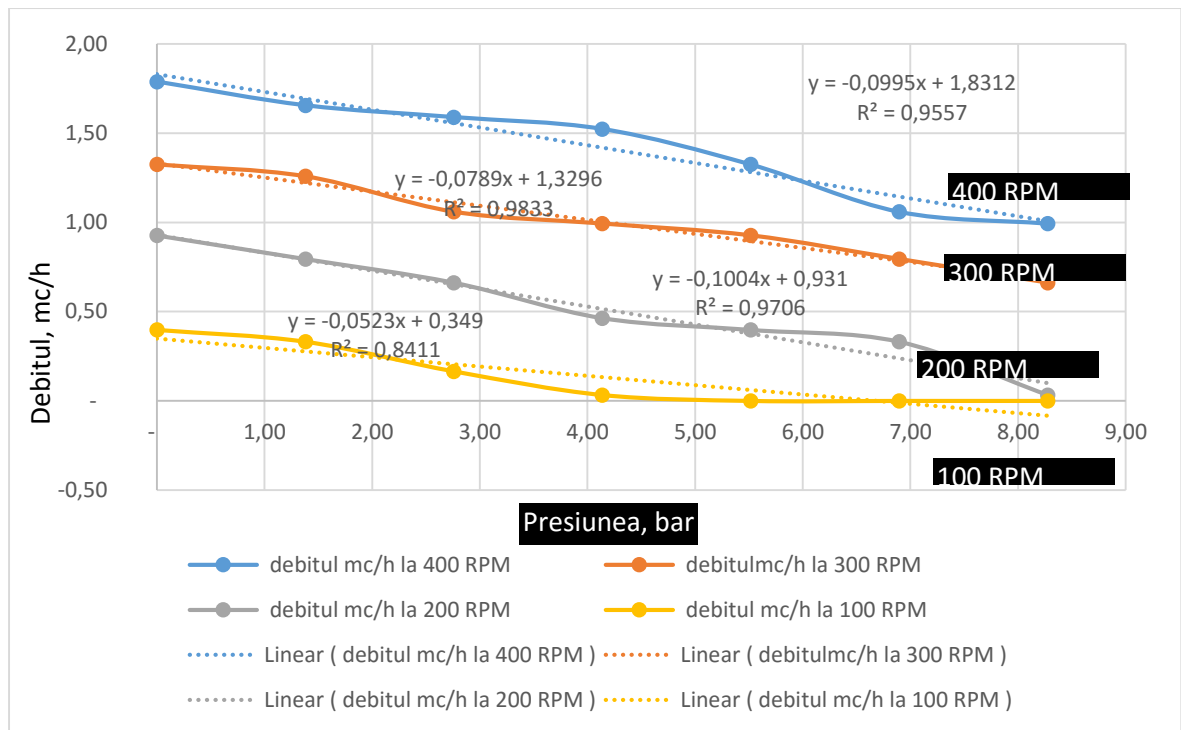


Fig. 2.2. Curba pompei pentru modelul utilizat pentru calibrarea curgerii fluidelor prin pompa cu cavităție progresivă (valori determinate experimental și calculate cu modelul numeric)- vâscozitate țitei 40 cP

2.4. Concluzii

În acest capitol am reușit să îmbunătățesc modelul de curgere a fluidelor prin pompe, plecând de la determinarea debitului de fluid, funcție de presiunea de pompare a diferitelor țiteiuri și a apei sărate, livrate la diverse regimuri de acționare a pompelor cu cavități progresive.

Ecuatiile de determinare a curbelor de curgere au o eroare de calcul de maximum 0,05 % la livrarea apei, iar în cazul pomparei țiteirurilor se demonstrează că vâscozitatea acestora influențează curgerea (prin creșterea temperaturii zonei de amestec).

Eroarea în acest caz este de maximum 10 %, dar în cazul realizării unui sistem de pompare, aceste erori pot fi reduse prin adăugarea unui coeficient de corecție a calității țiteiului (introdus de către subsemnatul pentru prima oară în literatura de specialitate).

CAPITOLUL 3

CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA LA UZURĂ A ELEMENTELOR ACTIVE ALE POMPELOR CU CAVITĂȚIE PROGRESIVĂ/ȘURUB FOLOSITE IN INDUSTRIA PETROLIERĂ

Luând în considerare defectele identificate în urma cercetărilor efectuate în Capitolul 1, scopul Capitolului 3 a fost de a determina rezistența la uzură și frecare pe tribometrele Amsler, CSM, Baroid a metrialelor alese și determinarea coeficientului de frecare, forței de frecare, penetrației în condiții dinamice ratei de uzură și rezistenței electrice de contact în condiții de alunecare pură, precum și măsurarea coeficientul de uzura gravitmetrică Baroid între rolele cromate, nitrurate și din granit cu cauciucurile enunțate mai jos în medii – uscat (aer), umed și umed+nisip.

Având în vedere mediile abraziv-corozive (frecvente în industria petrolieră) tipurile de materiale alese au fost următoarele:

- pentru rotor (oțel AISI 4130 de înaltă rezistență), oțel cromat dur.
- pentru stator materiale polimerice (policloropren-PC, polibutadienă- RA6, butadienă-SKN, poliuretan-Z13, poliamidă -PA6.6), folosite la testele prezentei lucrări.

3.2. Stabilirea tipurilor de încercare de uzură aparate, epruvete și condițiile de încercare

3.2.1.Descrierea mașinii Amsler de încercare la uzură

În cadrul acestei lucrări, coeficientul de frecare și uzură s-a stabilit în condiții de alunecare pură pentru cuple de frecare Amsler.

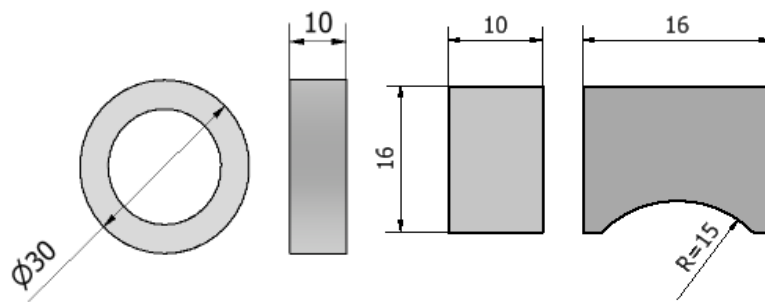


Fig. 3.1. Mașina Amsler A135 [48,49]

3.2.1.1.Construcția și pregătirea epruvetelor

Suprafețele active ale acestora sunt:

- suprafața cilindrică exterioară a rolei
- suprafața curbă a sabotului



a. Epruvete tip rola din oțel b. Epruvete tip sabot din cauciuc

Fig. 3.2. Schița epruvetelor pentru încercare
a. Epruvete tip rola, b. epruvete tip sabot

Epruvetele tip rolă au fost confecționate din:

- ✓ oțel 4130 cromat dur
- ✓ oțel 4130 necromat.

Epruvetele tip sabot au fost confecționate din cauciuc: RA6, SKN, Z13, PC, poliamidă PA 6.6.

3.2.1.2. Modul de lucru experimental

- ✓ S-au montat epruvetele și s-a pus în funcțiune mașina la o viteză de rotație de 200 rot/min și o sarcină de 0 kgf (resort liber) timp de 1 min. pentru a se efectua rodajul suprafețelor active.
- ✓ A urmat încărcarea epruvetelor cu sarcini crescătoare, mașina fiind în funcțiune.
- ✓ Uzura roletelor s-a determinat gravimetric prin cântărirea acestora la diverse intervale de timp cu ajutorul unei balanțe analitice tip Mettler H35 având precizia de 10^{-4} g.
- ✓ Sarcina de încărcare a fost de 50 kgf.
- ✓ rolele au fost atent curățate cu metil-etil-cetonă și apoi au fost uscate în aer cald, înainte de fiecare cântărire.

În urma testelor efectuate s-au obținut graficele:

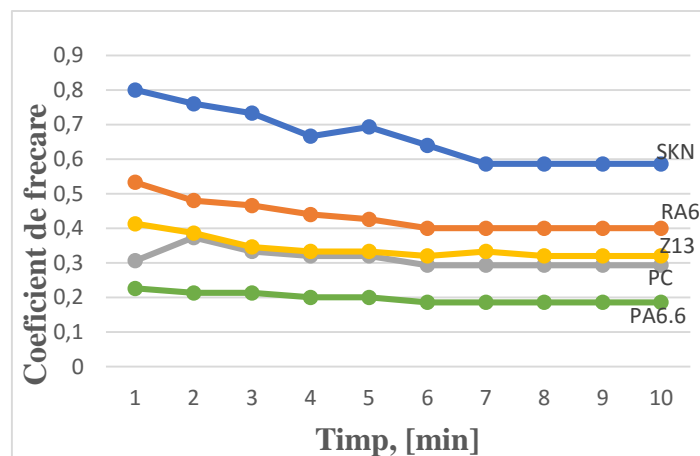


Figura 3.5: Variația coeficienților de frecare în timp pentru cuplurile de materiale rolă cromată-saboți din cauciuc RA6, PC, Z13, SKN și poliamidă PA 6.6.

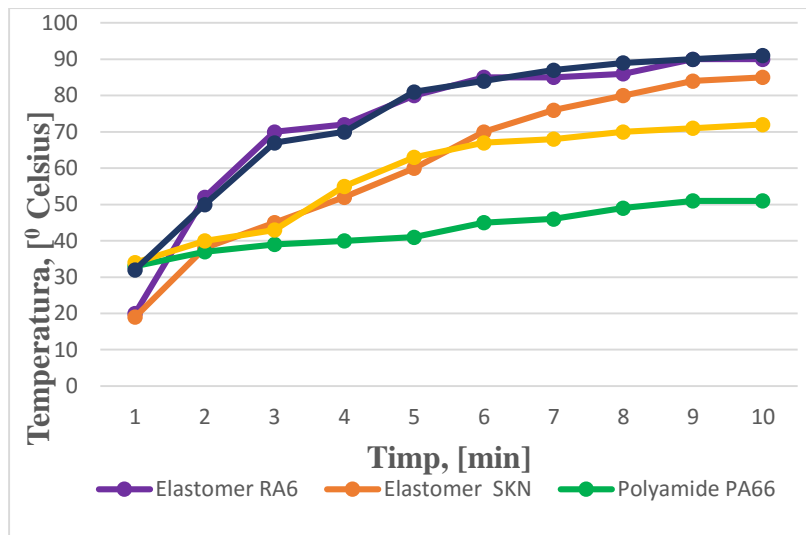


Figura 3.6: Variația temperaturii în timp în aer, pentru cuplurile de materiale rolă cromată-saboți din cauciuc RA6, PE(PC), Z13, SKN și poliamidă PA 6.6.

S-a observat ca poliamida PA 6.6. a înregistrat cele mai reduse valori ale *coeficienților de frecare*, iar cele mai mari valori au fost înregistrate de cauciucul SKN.

În ceea ce privește tendința de creștere a temperaturii, cel mai bine s-a comportat poliamida PA6.6, unde după 10 minute temperatura a fost de 51°C, iar cel mai slab s-a comportat cauciucul RA6 și SKN la care temperatura a ajuns la 90 °C.

Pentru testele de uzură, în mod similar ca și pentru coeficienții de frecare, cel mai bine s-a comportat poliamida PA6.6., urmată de celalate tipuri de materiale. Deci cea mai mare uzură o prezintă saboții din cauciuc tip SKN;

Putem astfel să observăm că cele mai slabe performanțe le prezintă cauciucul SKN supus testării, iar cele mai bune performanțe în condiții de frecare uscată le prezintă poliamida PA6.6. urmată de cauciucurile PC și Z13;

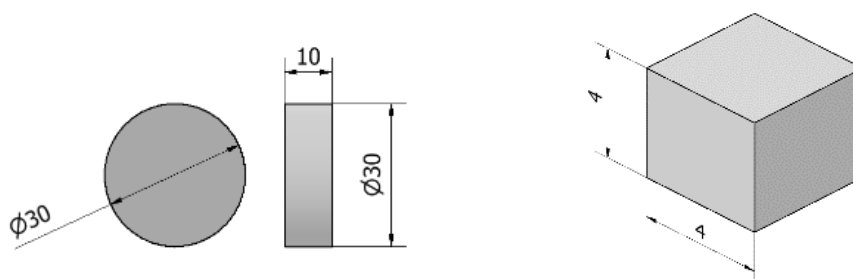
3.2.2. Determinarea coeficientului de uzură, forței de frecare, penetrației în condiții dinamice cu ajutorul Tribometrul CSM



Fig. 3.8. Tribometrul CSM

□ S-au folosit epruvete disc din cauciuc RA6, SKN, PA.6.6, Z13, PC (Fig.a)

□ pastila 3.94X3.94=15.76 mm² din oțel AISI 4130 (Fig.b)



a. Epruvete tip disc din cauciuc
RA6, SKN, PA.6.6, Z13, PC

b. Epruvete tip cub din oțel 4130 AISI

Fig. 3.9. Schița epruvetelor pentru încercare

Rezultatele obținute la încercările efectuate pentru determinarea coeficientului de uzură, forței de frecare, penetrației în condiții dinamice sunt prezentate în figurile 3.12, 3.13:

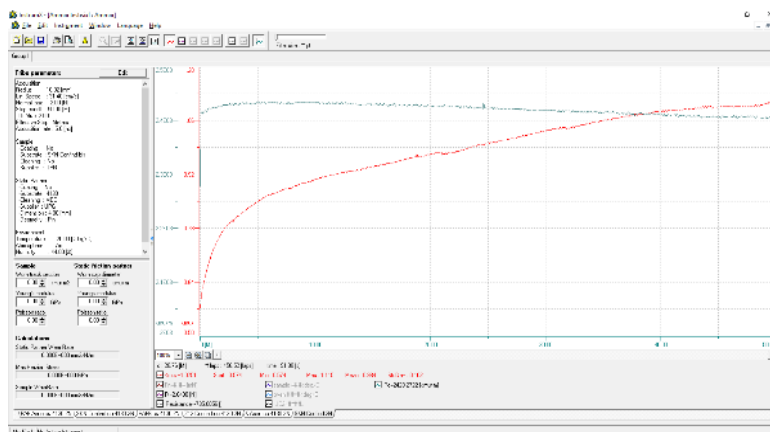


Fig. 3.12. Ecranul rezultatelor pentru cuplul disc cauciuc SKN cu pastilă din 4130 cromat

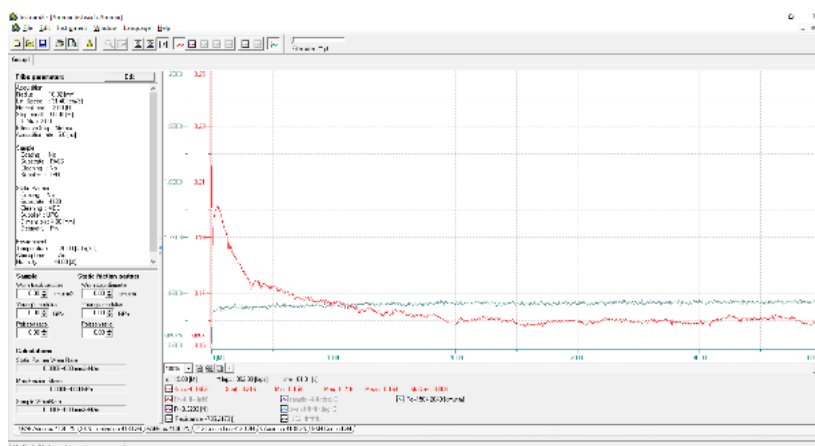


Fig. 3.13. Ecranul rezultatelor pentru cuplul disc cauciuc PA.6.6. cu pastilă din 4130 cromat

În urma testelor efectuate pe trimobetrul CSM se pot concluziona urmatoarele :

- ✓ Din punct de vedere al coeficienților de frecare cele mai mici valori a prezentat PA.6.6 urmat de PC, Z13, RA6 si SKN;
- ✓ Producătorii de elastomeri pentru statorul pompelor cu cavitație progresivă recomandă valori ale durității Shore de 73 unități [3,4],
- ✓ Uzura liniară ne indică cea mai bună comportare pentru Z13 urmat de PA.6.6. Valorile negative se explică prin dilatarea epuvei disc din MP, iar dilatarea maximă se constată la RA6, aceasta fiind mult mai mare decât uzura. PC prezintă cele mai mari valori ale uzurii liniare.
- ❑ Se impune efectuarea de încercări în condiții similare cu cele din exploatare așa cum se specifică în standardele ISO 15136. 1 & 2.

3.2.3. Determinarea uzurii gravimetrice a materialelor statorului pompei cu cavitație progresivă folosind testărul Baroid

Scopul acestor teste este de a putea obține o relație matematică care să descrie uzura gravimetrică a materialului rotorului în urma frecării cu statorul.

Testele s-au efectuat cu ajutorul aparatului Baroid de testare a abraziunii din cadrul facultatii UPG, (Fig.3.7.) În cadrul acestei cercetări, coeficientii de frecare și uzură s-au stabilit în condiții de alunecare pură pentru cuple de frecare tip cormate, nitrurate și din granit în medii de lucru diferite.



Fig. 3.17. Tester Baroid

- ❑ Setul de epruvete folosit în cadrul lucrării este prezentat în Fig. 3.19. Suprafețele active ale acestora sunt:
 - ✓ suprafața cilindrică exterioară a inelului (Φ 44 x 15 mm) cromată, nitrurată și din granit;
 - ✓ suprafața din cauciuc SKN, Z13 și poliamida PA 6.6 (20x20x12 mm).



Fig.3.19. Epruvete: role cromate, nitrurate și din granit, cauciuc SKN, Z13 și poliamidă PA6.6

- ❑ Pentru *mediul umed* s-au folosit *role cromate, nitrurate și din granit cu pastile din elastomeri pe bază de cauciuc SKN și Z13*;
- ❑ Pentru *mediul uscat* s-au folosit *role cromate, nitrurate cu pastile din elastomeri pe bază de cauciuc SKN, Z13*;
- ❑ Pentru *mediu umed* s-au folosit *role cromate și nitrurate cu pastile din ploamidă PA6.6*;
- ❑ Pentru *mediul umed + nisip* s-au folosit *role cromate și nitrurate cu pastile din ploamidă PA6.6*.
- ❖ Poliamida PA6.6. nu s-a testat în mediul uscat (aer) deoarece rezultatele în mediile umed și umed + nisip au fost satisfacatoare, de asemenea în mediul umed + nisip s-a testat numai poliamida PA6.6. care s-a dovedit a avea cele mai bune valori.
- ❖ Rezultatele obținute în mediul umed sunt prezentate în figurile de mai jos - figurile 3.22, 3.23 și 3.26:

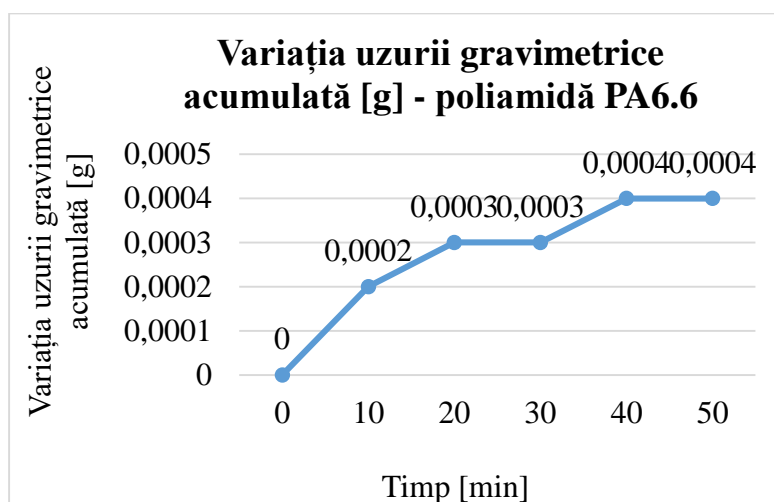


Fig.3.26. Poliamidă PA6.6 -uzură obținută cu rolă cromată

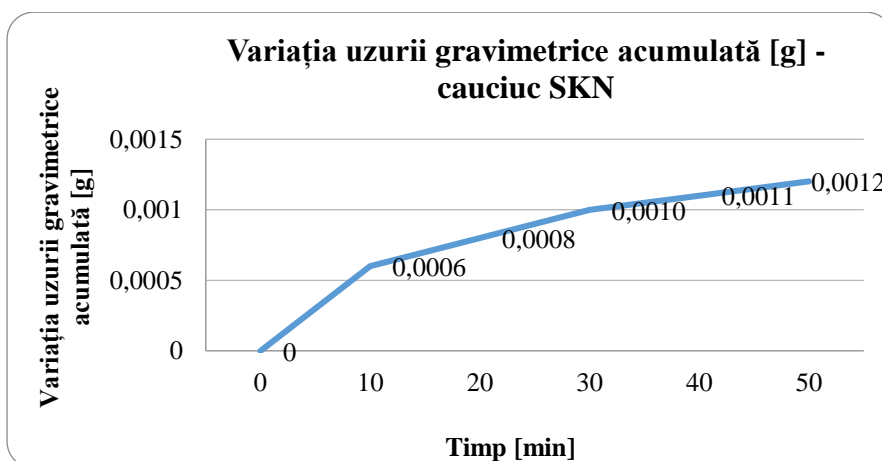


Fig.3.23. Cauciuc SKN uzură obținută cu rolă cromată

3.3. Concluzii privind testele efectuate pe tribometrele Amsler, CSM și Baroid:

- a. Comportamentul la uzură al elastomerilor este unul complex.
- b. Numeroși parametri pot schimba cu totul mecanismul de uzură.
- c. Acest studiu a examinat cinci materiale utilizate în mod obișnuit în construcția pompelor cu șurub, iar rezultatele experimentale indică faptul că PA 6.6 prezintă cei mai mici coeficienți de frecare.
- d. În condițiile de testare a uzurii acumulate cu contactul suprafeței de clasa a 3-a în aer, nu a existat nicio uzură pe mostrele tip rolă din oțel cromat dur din cauza diferenței semnificative de duritate dintre acest material și părțile conjugate din statorii de cauciuc (RA6 , SKN, Z13, PC și PA 6.6).
- e. În ceea ce privește coeficienții de frecare, cele mai scăzute valori pentru uzură au fost prezentate de PA 6,6 urmat de SKN, Z13, PC, RA6.
- f. Uzura liniară prezintă cel mai bun comportament pentru Z13 urmat de PA 6.6.
- g. Valori negative se explică prin dilatarea discului de material plastic, iar dilatarea maximă se regăsește pentru RA6, care este mult mai mare decât uzura, SKN arată cele mai mari valori liniare de uzură.
- h. Coeficienții de frecare au indicat că cele mai scăzute valori au fost observate pentru cuplajele de material ale saboților din poliamidă - rolă cromată dur, care s-au stabilizat la 0,186.
- i. Coeficienții mari de frecare ai RA6, PC, Z13 și SKN conduc la cele mai mari pierderi de frecare, eficiență scăzută, încălzire pronunțată, aderență crescută, sarcină crescută prin expansiune și degradare a cauciucului. Aceste observații sunt aplicabile frecării uscate (în aer).
- j. În ceea ce privește tendința de temperatură, poliamida PA6.6 a prezentat cea mai bună performanță, cu o temperatură de 51 de grade după 10 minute, în timp ce RA6 și SKN au avut cele mai slabe performanțe, cu o temperatură de 90 de grade.
- k. Analiza tribologică efectuată a arătat că cea mai slabă performanță a fost observată la cauciucul SKN, în timp ce cea mai bună performanță la frecare uscată a fost observată la poliamidă, urmată de cauciucurile PC și Z13.

CAPITOLUL 4

ANALIZA UZURII EROZIV ABRAZIVE CU METODELE CLASICE PENTRU MATERIALELE CUPLEI ROTOR-STATOR

4.1. Definiere. Caracterizare

Principalele forme fundamentale de uzură sunt: adeziunea, abraziunea, oboseala și coroziunea cu mai multe forme derivate.

În lucrarea de față s-au analizat diferite unghiuri de impact și influența vitezei de impact a particulelor abrazive transportate de fluidul pompat și suprafața materialului țintă (materialul rotorului/statorului), pentru a putea estima viteza optimă de operare astfel încât uzura componentelor PCP să fie minimă și pentru a menține doza adecvată pentru lichidul extras.

4.2. Analiza eroziunii cu modelele matematice specifice

4.2.1. Modelele matematice ale eroziunii

Scopul Capitolului 4 este de a estima rata de uzură pentru materialele analizate folosind modelele utilizate în prezentul capitol

- *modelul Finnie*
- *modelul Bitter*
- *modelul Hutchings*
- *modelul Sundararajan*

Proprietățile materialelor analizate au fost specificate în Capitolul 3. Rezultatele sunt prezentate în figurile 4.5 până la 4.3 pentru materialele rotorului și figurile 4.4 până la 4.6 pentru materiale statorului, pentru fiecare model analizat.

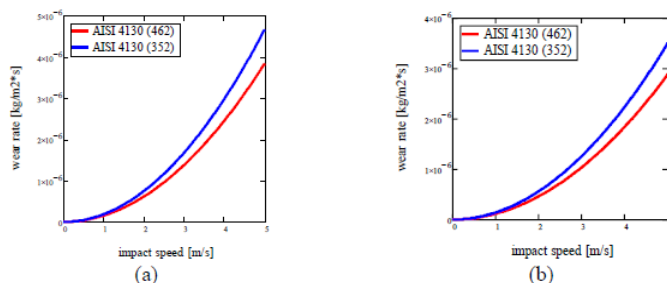


Figura 4.1. Variația ratei de uzură în funcție de viteza de impact pentru materialele analizate al rotorului primul model Finnie (a) și (b) al doilea model Finnie

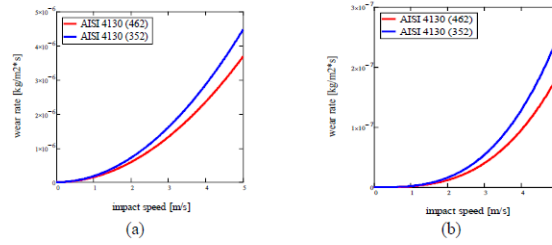


Figura 4.2. Variația ratei de uzură în funcție de viteza de impact pentru materialele analizate ale rotorului, primul model Hutchings (a) și (b) al doilea model Hutchings

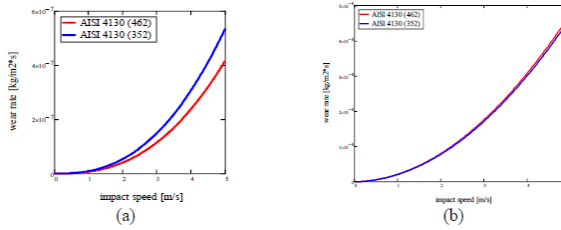


Figura 4.3. Variația ratei de uzură în funcție de viteza de impact pentru materialele analizate ale rotorului, pentru modelul Bitter fig. (a) și (b) modelul Sundararajan

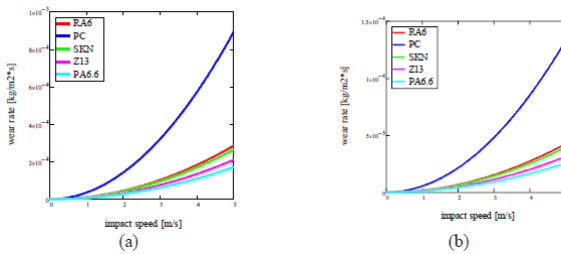


Figura 4.4. Variația ratei de uzură în funcție de viteza de impact pentru materialele analizate ale statorului, (a) primul model Finnie și (b) al doilea model Finnie

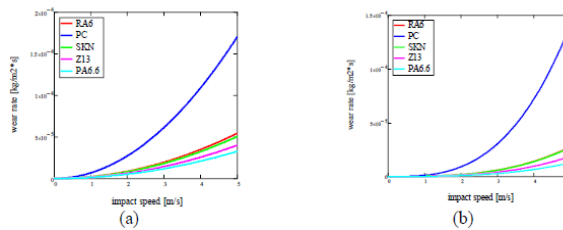


Figura 4.5. Variația ratei de uzură în funcție de viteza de impact pentru materialul analizat

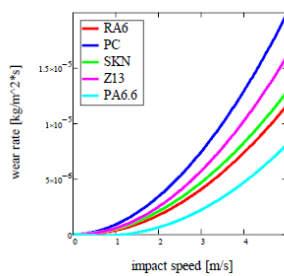


Figura 4.6. Variația ratei de uzură în funcție de viteza de impact pentru materialele analizate ale statorului, pentru model Sundararajan

Rezultatele obținute în graficele precedente sunt prezentate în tabelele 17÷19 pentru materialele rotorului și în tabelele 20÷22 pentru materialele statorului. În tabele sunt înscrise valorile maxime ale intensității de uzare erozivă pentru cele patru modele analizate Finnie, Bitter, Hutchings și Sunadararajan. Rezultatele modelului Bitter pentru materialele statorului nu sunt afișate în tabele din cauza valorilor nepotrivite. Modelul Bitter nu se poate aplica materialelor din elastomeri.

Concluzii

- ✓ ***Cu ajutorul modelelor matematice au fost analizate diferite unghiuri de impact și viteze ale particulelor purtate de fluid. Acești parametrii au un rol important în vederea optimizării formei constructive a pompelor cu șurub.***
- ✓ Prin compararea valorilor din tabelul 17 și 20 între modelele Finnie, Hutchings, Bitter și Sundararajan, se observă că cele mai mici valori sunt date de modelul Finnie și Sundararajan, dar foarte apropiate de cele ale modelelor Hutchings și Bitter.
- ✓ se evidențiază o rată de uzare mai accentuată (tabelele 17 și 20) pentru materialele statorului decât în cazul materialelor rotorului, ceea ce face ca statorul să fie piesa care se uzează mai repede;
- ✓ rezultatelor obținute cu trei dintre modele utilizate (Finnie, Bitter și Sundararajan) în analiza ratei de uzare (tabelele 18 și 21) sunt sensibil apropiate; modelele Bitter au o mai bună utilizare pentru materialele din oțel decât pentru materialele elastomerice; aprecierea modelului care evaluează cel mai fidel procesul eroziv specific pompelor cu piston se poate face în urma comparării rezultatelor obținute prin modelare cu cele determinate experimental.
- ✓ o densitate mai mare a particulelor abrazive (conform tabelor 19 și 22) afectează mai mult uzura suprafețelor cu care vin în contact;
- ✓ modelele Finnie, Hutchings și Sundararajan oferă valori de același ordin de mărime al intensității de uzare erozivă;
- ✓ valoarea minimă a intensității de uzare rezultă în cazul primului model Finnie. Aceste diferențe se datorează parametrilor diferiți de care țin cont modelele analizate.
- ✓ prin micșorarea vitezei de funcționare, se reduce rata de uzare cu până la 50%;
- ✓ din figurile din tabelele 15 și 16 se evidențiază că odată cu creșterea procentului de particule, rata de uzare va crește semnificativ (cu 50%) în cazul materialelor rotorului și are o creștere mai redusă în cazul materialelor statorului (de doar 10%).
- ✓ Rezultatele obținute cu oricare dintre cele patru modele utilizate pentru analiza intensității uzurii erozive (Finnie, Hutchings și Bitter) sunt semnificativ apropiate. Prin efectuarea determinărilor experimentale efectuate și prezentate în lucrare și compararea rezultatelor cu cele calculate pe baza modelelor eroziunii se vor valida modelele care aproximează cel mai bine valoarea intensității de uzare erozivă.
- ✓ Rezultatele obținute pentru modelele studiate sunt în concordanță acceptabilă cu cele determinate prin încercările de uzură experimentală [13; 40; 41;42; 43; 48; 49; 72; 73].

✓ *Modelele utilizate în prezentul capitol au avut ca scop estimarea ratei de uzare pentru materialele analizate. Valorile obținute cu ajutorul modelelor au fost validate cu datele experimentale obținute în lucrarea a autorului [72]. Aceste modele au putut preciza care va fi rata de uzare la impactul particulelor, dar nu se poate preciza care este locul în care se va produce eroziunea. Pentru aceasta, ca direcție viitoare de cercetare, se pot întreprinde cercetări pentru a putea localiza și locul de formare a eroziunii prin metode precum metoda elementului finit.*

CAPITOLUL 5

ANALIZA STĂRII DE EFORTURI SI DEFORMATII DIN CUPLA ROTOR –STATOR PRIN METODA ELEMENT FINIT (MEF)

5.1. Date introductive

Pentru analiza stării de eforturi și deformații din cupla rotor –stator prin metoda element finit (MEF), în cazul pompei cu cavităție progresivă ***am recurs la modelarea unui contact de tip rigid - flexibil.*** Problema s-a simplificat prin alegerea unui model plan al contactului între stator și rotor, pentru două poziții prezentate ca fiind P1 și P2 din figura 5.1.a, 5.1.b.

Scopul Capitolului 5 “Analiza stării de eforturi și deformații din cupla rotor – stator prin metoda element finit (MEF)” este de a analiza starea de eforturi și deformații din cupla rotor –stator prin metoda cu element finit (MEF) în funcție de strangerea dintre rotor și stator, condițiile de funcționare, și regimul de lucru.

5.2. Modelarea în ANSYS

În cadrul unui contact rigid-flexibil există o suprafață rigidă, care este bine definită și care are o rigiditate mai mare în comparație cu suprafața flexibilă cu care vine în contact.

În vederea simplificării problemei, cu consecințe favorabile în convergența soluției, s-a considerat un model plan al contactului între statorul și rotorul pompei elicoidale, pentru două poziții relative ale acestora P1 și P2 (Fig. 5.1 a, Fig 5.1.b).

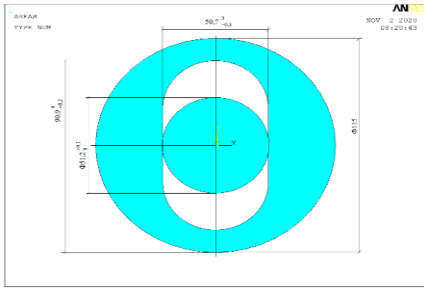


Fig. 5.1.a. Poziția P1 stator-rotor pentru care au fost determinate presiunile de contact.

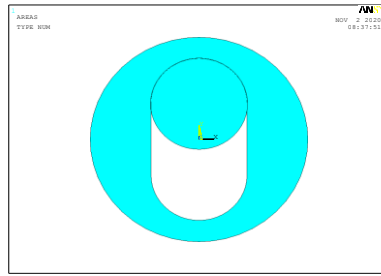


Fig. 5.1.b. Poziția P2 stator-rotor pentru care au fost determinate presiunile de contact.

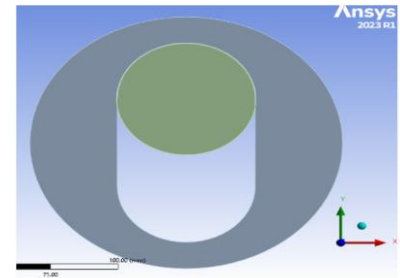


Fig. 5.2. Poziția P2 stator-rotor pentru care au fost determinate presiunile de contact.

După realizarea modelului geometric s-au atribuit caracteristicile mecanice pentru cele două materiale ale statorului, respectiv rotorului pompei cu cavitație progresivă/șurub. Astfel, pentru stator s-au utilizat următoarele valori: $E_S = 3,45 \text{ MPa}$ pentru modulul de elasticitate longitudinală și $\mu_S = 0,4$ pentru coeficientul lui Poisson. Pentru rotor valorile $E_r = 2.1 * 10^5 \text{ MPa}$ și $\mu_R = 0,3$, caracteristice oțelului.

După discretizarea structurii, prezentată în Fig. 5.1. s-a realizat modelarea contactului pentru cele două poziții relative ale rotorului și statorului pompei elicoidale prezentate în Fig. 5.2. Cele două contacte, cu elementele finite respective, sunt prezentate în Fig. 5.3.a, Fig 5.3.b.

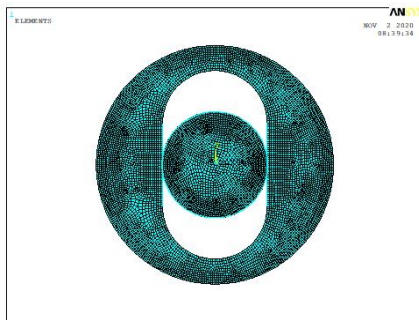


Fig. 5.3.a. Reteaua de elemente finite PLANE183 pentru pozitia P1

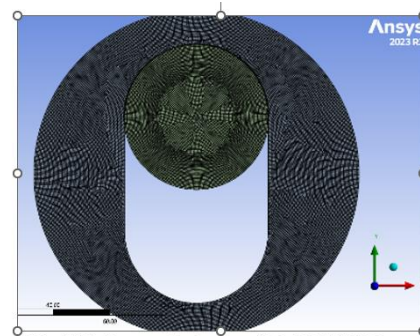


Fig. 5.3.b. Reteaua de elemente finite PLANE183 pentru pozitia P2

În privința constrângerilor de natură geometrică (legăturile) considerate au blocat deplasările tuturor nodurilor de pe periferia statorului și, de asemenea s-a considerat că rotorul este fix în poziția dată.

Încărcarea (solicitarea) modelului provine numai din diferența dimensională între diametrul rotorului și lățimea canalului statorului, respectiv a strângerii între aceste două elemente ale pompei elicoidale.

Modelarea contactului între statorul și rotorul pompei elicoidale cu elementele TARGE169 și CONTA172 este prezentată în Fig.5.4. și Fig 5.5.

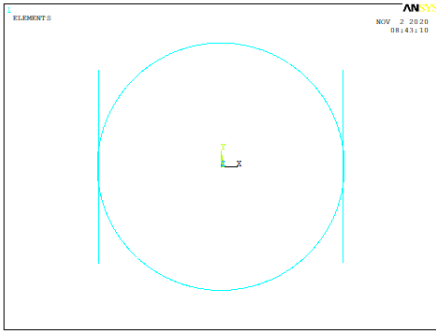


Fig.5.4. Elementele finite de contact pentru poziția P1.

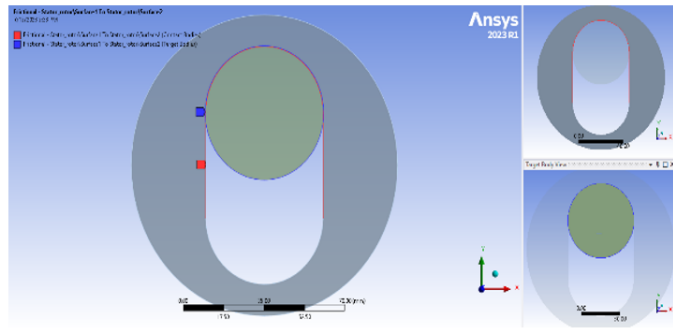


Fig. 5.5. Elementele finite de contact pentru poziția P2.

Ipozeze de lucru:

S-a considerat următoarea situație:
IP1 – Strângerea minimă $S_{min} = 0,2$ mm;

S-au considerat următoarele valori caracteristice ale proprietăților mecanice:

Rotor $E_r = 2,1 \cdot 10^5$ MPa, $\mu_r = 0,3$;
Stator – conform tabelului 5.2.

Tabelul 5.2. Valorile rulate

Es MPa	Mat	Presiunea de contact p_c , MPa	
		$S_{min} = 0,25$ mm	
		P1	P2
4	RA6	0,153	0,110
4.5	PE(PC)	0,173	0,126
5.6	SKN	0,215	0,157
13.7	Z13	0,527	0,384
3.45	PA6.6	0,132	0,096

Pe baza valorilor obtinute s-au trasat graficele din Fig. 5.6:

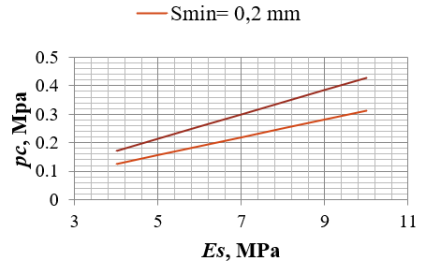


Fig. 5.6. Variația presiunii de contact p_c cu valoarea modului de elasticitate E_s pentru poziția P1.

În figurile de mai jos este prezentată variația presiunii de contact cu coeficientul de frecare stator-rotor pentru valoarea poliamidei PA6.6 și $\mu = 0,4$ Fig. 5.7.; 5.8.; 5.9.; 5.10.; 5.11. pentru P1, respectiv în Fig.5.12.;5.13.; 5.14.; 5.15.; 5.16 pentru poziția P2.

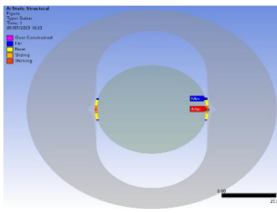


Fig. 5.7. Zonele de contact stator – rotor pentru S_{max} , poziția P1, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

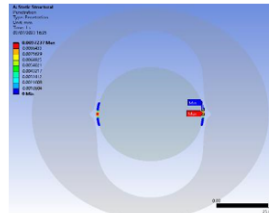


Fig. 5.8. Variația interconectării stator – rotor pentru S_{min} , poziția P1, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

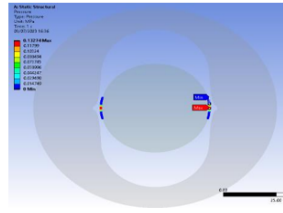


Fig. 5.9. Presiunea de contact stator – rotor pentru S_{min} , poziția P1, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

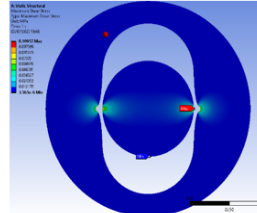


Fig.5.10. Tensiunile tangentiale stator – rotor pentru S_{min} , poziția P1, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

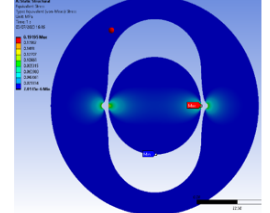


Fig.5.11. Tensiunile echivalente (Von-Mises) stator – rotor pentru S_{min} , poziția P1, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

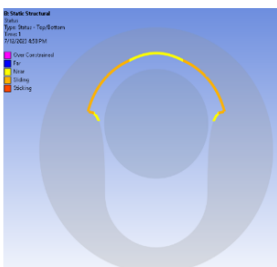


Fig. 5.12. Zonele de contact stator – rotor pentru S_{max} , poziția P2, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

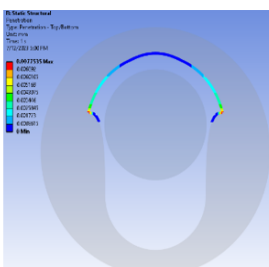


Fig. 5.13. Variația interconectării stator – rotor pentru S_{min} , poziția P2, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

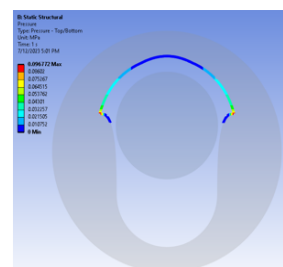


Fig. 5.14. Presiunea de contact stator – rotor pentru S_{min} , poziția P2, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

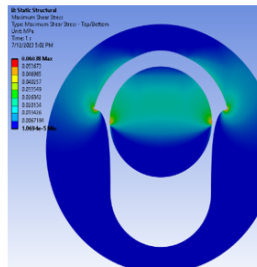


Fig.5.15. Tensiunile tangential stator – rotor pentru S_{min} , poziția P2, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

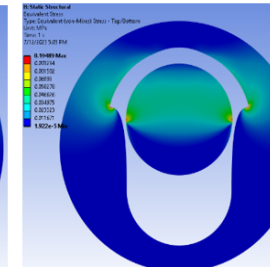


Fig.5.16. Tensiunile echivalente (Von-Mises) stator – rotor pentru S_{min} , poziția P2, PA6.6, $\mu = 0,4$ și $f = 0,3$.

5.3. Concluzii

Analiza rezultatelor (furnizate de simulările numerice) a pus în evidență faptul că presiunea de contact, influențată de coeficientul de frecare și strângere, poate oferi informații esențiale despre performanța cuplei rotor-stator. De asemenea, simulările pot evidenția efectele negative ale creșterii frecărilor, care conduc la consum suplimentar de energie.

Utilizarea elementelor de contact în analiza structurală este esențială pentru obținerea unor rezultate realiste și precise în simulările numerice. Acestea permit simularea corectă a interacțiunilor complexe și furnizează date detaliate despre starea structurii sau componentelor analizate, contribuind la dezvoltarea de produse și sisteme mai fiabile și mai eficiente.

Presiunea de contact pentru ambele modele depinde, de strângere. Cu cât strângerea este mai mare cu atât presiunea de contact între rotor și stator crește.

Rezultatele obținute din simulări oferă o bază solidă pentru dezvoltarea de produse mai eficiente și mai fiabile, contribuind la progresul științific și tehnic în domeniul ingineriei mecanice.

CAPITOLUL 6

CONCLUZII GENERALE CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE PROPUSE

6.1. CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Ca și contribuții personale, rezultatele obținute ale fiecărui capitol au fost diseminate prin publicarea în jurnale indexate Scopus:

1. M. I. Al Naboulsi, A.I. Popovici, M. Ammar, N. N. Antonescu, M.G. Petrescu, *Erosion Wear Analysis With Classical Models For The Couple Piston-Cylinder Materials of Drilling Fluid Pumps*, Journal of the Balkan Tribological Association Vol. 28, No 5, 30–55 (2022).
2. Marius STAN, Niculae Napoleon ANTONESCU, Costin Viorel VLĂȘCEANU, Ammar MULLA, *Dynamic System Composed Of Topdrive And Drill Pipe*, EMERG, Volume VIII, Issue 4/2022, ISSN 2668-7003, ISSN-L 2457-5011.
3. Mulla, A., Antonescu, N.N., Ripeanu,. R.G., Petrescu,. M.G., Ramadan, I.N., *Research on wear behavior of rotor-stator materials for screw pumps*, EMERG, volume IX, ISSUE 2/2023, ISSN 2668-7003, ISSN-L 2457-5011.
4. A. Mulla, A.I. Popovici, N.N.Antonescu, CHARACTERISTICS OF ABRASIVE EROSION WEAR SPECIFIC FOR PROGRESSIVE CAVITY PUMPS USED IN PETROLEUM INDUSTRY, EMERG, Volume VIII – Acceptat pentru publicare în revista EMERG, vol IX, Issue 2/2023 care va apărea în luna octombrie 2023.

Studiul aprofundat prezentat în această teză, a permis dezvoltarea unui nou sistem de ecuații care să determine modelul de uzură, uzură eroziv-abraziv-corozivă precum și comportarea anumitor materiale la funcționarea cuplei rotor-stator. Având în vedere cercetările și testele efectuate cu scopul de a analiza statistic defectele care apar în exploatare la pompele cu cavitație progresivă și determinarea uzurii eroziv-coroziv-abrazivă a elementelor active ale PCP, am dedus următoarele concluzii:

Datorită cercetărilor, analizelor efectuate, sistemului de ecuații, algoritmului de calcul, în Capitolul 1 am determinat cu precizie timpul de mentenanță și probabilitatea de a apărea un defect. Am observat că:

- ✓ Pompele cu cavitație progresivă sunt cele mai eficiente sisteme de pompare pentru industria petrolieră,
- ✓ Ușurința construirii acestora face ca acest tip de pompe să fie din ce în ce mai utilizate în industria petrolieră,
- ✓ Cercetările efectuate au arătat că cea mai pregnantă uzură a cuplei rotor-stator este uzura prin eroziune.
- ✓ Uzura constatată la cupla rotor - stator se manifestă printr-o degradare generală de tip mecanic și chimic.

Ca tehnologie relativ nouă, cel puțin în ceea ce privește aplicarea în industria de petrol, una dintre principalele deficiențe la cunoașterea acestui sistem de pompare cu PCP este lipsa de modele numerice de dezvoltare și comportare a sistemului, în special, și a comportamentului cuplei rotor stator, care poate oferi informații valoroase pentru proiectarea, operarea și controlul sistemului.

Luând în considerare modele numerice de simulare a curgerii fluidelor prin pompele cu cavităție progresivă care iau în calcul:

- ✓ Stabilirea unor relații între presiunea diferențială și debitul prin pompă, scăzând contracurentul (pierderile) scurs din etanșări, în timpul debitului deplasat (a particulelor de fluid pompate).
- ✓ Obținerea unor relații necesare creării curbelor de funcționare a pompelor.
- ✓ Determinarea rezistențelor la curgeri transversale și axiale ale regiunilor de etanșare, am reușit să îmbunătățesc modul de curgere al fluidelor prin pompe, plecând de la determinarea debitului de fluid, funcție de presiunea de pompare a diferitelor țiteiuri și a apei sărate, livrate la diverse regimuri de acționare a pompelor cu cavităție progresivă.

În ceea ce privește testele efectuate pe tribometrele AMSLER, CSM și Baroid, *poliamida PA 6.6. a înregistrat cele mai reduse valori ale coeficienților de frecare, iar cele mai mari valori au fost înregistrate de cauciucul SKN. În ceea ce privește tendința de creștere a temperaturii, cel mai bine s-a comportat poliamida PA6.6, iar cel mai slab s-a comportat cauciucul RA6 și SKN. Pentru testele de uzură, în mod similar ca și pentru coeficienții de frecare, cel mai bine s-a comportat poliamida PA6.6., urmată de celalate tipuri de materiale. Deci cea mai mare uzură o prezintă sabotii din cauciuc tip SKN; În cazul testelor efectuate pe testărul Baroid cel mai bine s-a comportat cauciucurile Z13, SKN, poliamidă PA6.6. care au fost uzate cu rolă cromată, urmate de cauciuc Z13, SKN, poliamidă PA6.6. care au fost uzate cu rolă nitrurată.*

Analizând diferite unghiuri de impact și influența vitezei de impact a particulelor abrazive transportate de fluidul pompat cu ajutorul celor 4 modele matematice Finnie, Bitter, Hutchings, Sundararajan am observat că prin compararea valorilor din tabelul 17 și 20 între modele, cele mai mici valori sunt date de modelul Finnie și Sundararajan, dar foarte apropiate de cele ale modelelor Hutchings și Bitter.

- ✓ S-a evidențiat o rată de uzare mai accentuată (tabelele 17 și 20) pentru materialele statorului decât în cazul materialelor rotorului, ceea ce face ca statorul să fie piesa care se uzează mai repede;
- ✓ o densitate mai mare a particulelor abrazive (conform tabelelor 19 și 22) afectează mai mult uzura suprafețelor cu care vin în contact;
- ✓ modelele Finnie, Hutchings și Sundararajan oferă valori de același ordin de mărime al intensității de uzare eroziva;
- ✓ valoarea minimă a intensității de uzare rezultă în cazul primului model Finnie. Aceste diferențe se datorează parametrilor diferiți de care țin cont modelele analizate.

- ✓ prin micșorarea vitezei de funcționare, se reduce rata de uzare cu până la 50%;
- ✓ *Modelele utilizate în capitol 4 au avut ca scop estimarea ratei de uzare pentru materialele analizate. Valorile obținute cu ajutorul modelelor au fost validate cu datele experimentale obținute în lucrarea [72]. Aceste modele au putut preciza care va fi rata de uzare la impactul particulelor, dar nu se poate preciza care este locul în care se va produce eroziunea. Pentru aceasta, ca direcție viitoare de cercetare, se pot întreprinde cercetări pentru a putea localiza și locul de formare a eroziunii prin metode precum metoda elementului finit.*

În urma efectuării analizei stării de eforturi și deformații din cupla rotor-stator rezultă următoarele principale concluzii:

- ✓ Concluzionăm necesitatea determinării exacte a presiunii de contact între rotorul și statorul pompelor elicoidale pentru a determina natura ajustajului care să conducă la o eficiență ridicată și la un consum energetic scăzut și pentru a evalua viteza de uzare a cuplei rotor-stator.
- ✓ Simularea numerică efectuată pe lângă observațiile anterioare furnizează în principal valorile presiunii de contact, valori care pot fi utilizate în determinări experimentale în vederea stabilirii gradului și vitezei de uzare a statorului cu implicații directe asupra calculului cât mai exact al debitului pompei cu cavitație progresivă.

6.2. Direcții de cercetare propuse

Ca și direcții de cercetare propun următoarele:

- a. Continuarea utilizării de noi polimeri pentru a realiza etanșarea camerelor de transfer de lichid,
- b. Continuarea modelării proceselor de simulare numerică;
- c. Extinderea cercetarilor privind uzura erozivă cu alte modele;
- d. Se propune studiul efectelor placării cu diferite materiale.

BIBLIOGRAFIE

1. https://en.wikipedia.org/wiki/Progressing_cavity_pump, accesat 1.12.2022.
2. [https://petrowiki.spe.org/Progressing_cavity_pump_\(PCP\)_systems](https://petrowiki.spe.org/Progressing_cavity_pump_(PCP)_systems), accesat 1.12.2022.
3. Moineau, R.J.L. 1932. Gear Mechanism. US Patent No. 1,892,217.
4. Moineau, R.J.L. 1937. Gear Mechanism. US Patent No. 2,085,115..
5. <https://www.pcm.eu/en/industry/pcm-solutions/progressing-cavity-pumps>, accesat 01.11.2022.
6. <https://www.fao.org/3/ah810e/AH810E06.htm#6.2.2>, accesat 1.3.2023,
7. Saveth, K.J., Klein, S.T., Fisher, K.B., 1987. A Comparative Analysis of Efficiency and Horsepower Between Progressing Cavity Pumps and Plunger Pumps. Presented at the SPE Production Operations Symposium, Oklahoma City, Oklahoma, 8-10 March. SPE-16194-MS. <http://dx.doi.org/10.2118/16194-MS>.,
8. Hirschfeldt, M. , 2003. Manifestación del fenómeno de histéresis en bombas de cavidades progresivas (PCP) en el yacimiento diadema, cuenca del golfo san jorge. Argentina. II Congreso de Hidrocarburos.
9. Hirschfeldt, M. , 2008. Manual de Bombeo, Buenos Aires, Argentina: Instituto Argentino del Petroleo y Gas.
10. Instituto Mexicano del Petróleo ,2007. Análisis tipo assay para 15 crudos como maximo y 3 como minimo pertenecientes al activo integral poza rica - altamira. México D.F.: IMP.
11. Chiş, T. 2023. Analiza defectelor pompelor cu cavităție progresivăla CONPET S.A., raport intern.
12. http://www.confind.ro/pompe_cavitati_progresive.html, accesat 1.5.2023,
13. M. I. Al Naboulsi, A.I. Popovici, **M. Ammar**, N. N. Antonescu, M.G. Petrescu, *Erosion Wear Analysis With Classical Models For The Couple Piston-Cylinder Materials of Drilling Fluid Pumps*, Journal of the Balkan Tribological Association Vol. 28, No 5, 30–55 (2022).
14. Lospa A., Ripeanu R.G., Dinita A., 2019. Erosion modelling: a systematic review of available models and equations, The 14th International Conference on Tribology September 19-21, Cluj Napoca, Book Series: IOP Conference Series-Materials Science and Engineering, Vol. 724, 2020, pp.1-11, ISSN 1757-899X, <https://doi.org/10.1088/1757-899X/724/1/012037>, Bristol BS1 6BE, England, 2020.
15. Moineau, R.J.L. A new capsulism, Ph.D.diss., Faculty of Science, University of Paris.

16. BS EN ISO 14847:1999. Rotary positive displacement pumps - technical requirements.
17. Appleby D., 1994. Experimental and theoretical study of a progressive cavity pump, Ph.D. diss., Cranfield Institute of Technology,
18. Bourke J.D., 1993. Pumping abrasive slurries with progressive cavity pumps", Robins & Myers Inc., Presented by Moyno Products, Springfield, Ohio, n.d.
19. Mono Pumps (Australia) PTY LTD., 1999. Mono Pumps water transfer agricultural products, Mono Pumps Sales Literature ART04/03, March,
20. Wetter G, Wirth W., 1995. Understand progressive cavity pumps characteristics and avoid abrasive wear, Proc. Of Int. Pump Users Sym., pp 47 – 59.
21. Andrade, S. F., 2008, "Modelo Assintótico Para Escoamento Monofásico Em Bomba De Cavidade Progressiva, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro - PUC-Rio (in Portuguese).
22. Vetter, G. and Paluchowski, D., 1997, "Modeling of NPSHR For Progressing Cavity Pumps", ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting.
23. Robello, G. and Saveth, K., 1998, "Progressing Cavity Pump (PCP): New Performance Equations for Optimal Design", Paper presented at the 1998 SPE Permian Basin Oil and Gas Recovery Conference, Midland, Texas, US.
24. Olivet, A., Gamboa, J. and Kenyery, F., 2002, "Experimental Study of Two-Phase Pumping in a Progressing Cavity Pump Metal to Metal", SPE 77730. Paper presented at the SPE Annual Technical Conference and Exhibition, San Antonio, Texas, 29 September-2 October, USA.
25. Gamboa, J., Olivet, A., González, P. and Iglesias, J., 2002. "Understanding the Performance of a Progressive Cavity Pump with a Metallic Stator", Proceedings of the 20th International Pump Users Symposium.
26. Gamboa, J., Olivet, A. and Espin, S., 2003, "New Approach for Modeling Progressing Cavity Pumps Performance", SPE 84137. Paper presented at the SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Denver, Colorado, 5-8, USA.
27. Maliska, C. R., 2004, "Transferência De Calor e Mecânica Dos Fluidos Computacional", (in Portuguese), LTC Editora, 2a Edição.
28. Nelik, L. and Brennan, J., 2005, "Progressing Cavity Pumps, Downhole Pumps and Mudmotors", Gulf Publish Company, Houston, Texas, USA
29. Ferziger, J. H. & Peric, M., 2001. Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer-Verlag Telos, 3 Edição.
30. ISO, 2008. Downhole Equipment for Petroleum and Natural Gas Industries - Progressing Cavity Pump Systems for Artificial Lift.

31. Vetter, G. and Wincek, M., 1993, "Performance Prediction of Twin Screw Pumps for Two-Phase Gas/Liquid Flow, pumping Machinery", Edited by Paul Cooper, ASME, FED Vol. 154.
32. Vetter, G., Wirth, W. and Pregler, S., 2000, "Multiphase Pumping with Twin-Screw Pumps-Understand and Model Hydrodynamics and Hydroabrasive Wear", Proceedings of 17th International Pump Users Symposium.
33. http://www.confind.ro:47807/op/op.ViewOnline_portal.php?documentid=652969&version=, accesat 1.5.2023.
34. <http://www.3sromania.ro/index.php?pag=news&id=740&l=ro>, accesat 01.05.2023.
35. <https://fluidsistem.ro/pompe-cu-surub-cavitati-progresive/>, accesat 01.05.2023.
36. <https://www.flexon-all.com/>, accesat 01.05.2023.
37. Nguyen, K., Nguyen, T.C., Al-Safran, E. 2021. Modeling the performance of progressive cavity pump under downhole conditions, Journal of Petroleum Science and Engineering 198 , 108121.
38. Pessoa, P. A. S., Paladino, E. E., de Lima, J.A. , 2009. A simplified model for the flow in a progressive cavity pump, 20th International Congress of Mechanical Engineering ABCM November 15-20.
39. Ripeanu R.G., Ispas V., Ispas D. , 2012. Tribological behaviour of brake bands, Journal of the Balkan Tribological Association, Ed.SciBulCom.Ltd, Vol.18, No.1, pp.28-35, ISSN 1310-4772, Sofia, Bulgaria.
40. Mitrasca N., Iyad Naboulsi M., Morosanu M., Antonescu N.N., 2020. Experimental Research on the Behavior of the Abrasive Wear of the Rotor-Stator couple by Progressive Cavity Pumps (Part I). Internal of the Balkan Tribological Association, Vol. 26, No. 3.
41. Iyad Naboulsi M., Mitrasca N., Antonescu N.N., Petrescu M. G., Morosanu M., 2021. Experimental research on the behavior of the abrasive wear of the rotor-stator couple by progressive cavity pumps (Part II), Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 27, No.5, pp 711-726.
42. Ripeanu R.G., Ispas A., Ispas D. 2016. Experimental analysis of axial and radial stress distribution in soft materials used for petrochemical valve stem sealing package, 13th International Conference on Tribology (ROTRIB) Location: Galati, ROMANIA Date: SEP 22-24, Book Series: IOP Conference Series-Materials Science and Engineering Vol. 174, 2017, pp.1-8, ISSN 1757-8981 <https://doi.org/10.1088/1757-899X/174/1/012004> , Bristol BS1 6BE, England, 2017.
43. Ripeanu R.G., Drumeanu A.C., Luca M., Ripeanu L., 2008. Establishment of the influence of soybean oil on wear behavior of cutting tools durability, Journal of the Balkan Tribological Association, 14, pp. 490-499.

44. Stan, M., Vlășceanu, C.V., 2019. Study of pump flow with progressive cavities, ACTA TECHNICA NAPOCENSIS Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering Vol. 62, Issue II, June, <https://atna-mam.utcluj.ro/index.php/Acta/article/view/1188/1076>.
45. Saveth, K. , 2013. General Guidelines for Failure Analysis of Downhole Progressing Cavities Pumps. Claremore, Oklahoma, USA : Group Centrilif.
46. Caballero, D., Hurtado, Y., Petrocedeno B., Gomez, A., Zimmer, L., 2014. PCP Run Life Improvement in Orinoco Belt With New PCP Technology, Society of Petroleum Engineers Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference, Maracaibo, Venezuela.
47. Cortac, V., Stan, M., 2015. Cercetări asupra variației debitului pompelor cu cavități progressive, Sesiunea de comunicari stiintifice studentesti, Universitatea de Petrol-Gaze din Ploiesti.
48. **M Mulla, A.**, Antonescu, N.N., Ripeanu, R.G., Petrescu, M.G., Ramadan, I.N., [RESEARCH ON WEAR BEHAVIOR OF ROTOR-STATOR COUPLE MATERIALS FOR SCREW/PROGRESSIVE CAVITY PUMPS - EMERG](#) ISSN 2668-7003, ISSN-L 2457-5011, Vol. IX, Issue 2/2023, pp 96 – 106, DOI: 10.37410/EMERG.2023.2.06, Bucharest, Romania, 2023
49. AL Naboulsi M. I., Antonescu N. N., Dinita A., Morosanu M., 2020. Tribological Characterization of Some Elastomers Used at Progressive Cavity and Piston Pumps, MATEC Web of Conferences 318, <https://doi.org/10.1051/mateccconf/202031801016>.
50. Uzcategui, E.A., Maraven V., Hebert R., Maraven A., 1990. An Improved Method for Heavy Oil Fields Production and Cost Optimization, 21127-MS SPE Conference Paper.
51. Outomuro, M. Vazquez, Corpoven S.A., 1995. Using Automation for Optimizing Production Fields, 29534-MS SPE Conference Paper.
52. Seince, L. L., Caballero, M., David, P., Chacin, N., 2010. Equipavenca Multiphase Progressive Cavity Pumps Operated In Harsh Conditions, 137168-MS SPE Conference Paper.
53. Gaymard, B., Chanton E., Moineau P., 1998. Total Exploration The Progressing Cavity Pump in Europe: Results and New Developments, 17676-MS SPE Conference Paper.
54. Guo B., Liu X., Tan X. , 2017. Petroleum Production Engineering, Elsevier.
55. Kishiuchi K.L., 2004. Recommended Practice Elastomer Classification and Characterization C-FER Technologies.
56. ISO 15136-1:2009 - Petroleum and natural gas industries -- Progressing cavity pump systems for artificial lift,
57. ISO 15136-2: 2006 -Part 2 Surface drive systems.

58. ASTM A29 - Standard Specification for General Requirements for Steel Bars, Carbon and Alloy, Hot-Wrought,
59. Pascovici D. Mircea, Cicone, T., Elemente De Tribologie, Editura Bren, 2001.
60. Tudor, A., Frecarea Și Uzarea Materialelor – Editura Bren, București, 2002.
61. Hutchings, I.M., A Model For The Erosion Of Metals By Spherical Particles At Normal Incidence, Wear 70, pp 269-281, 1981.
62. Popovici, A.I., - Contribuții La Studiul Efectelor Uzării Asupra Performanțelor Sistemelor Hidraulice De Reglare Automată, Teză De Doctorat, București, 2012.
63. Whittaker, L.V., Evaluation And Analysis Of Wear In Progressive Cavity Pumps, Teză De Doctorat, Marea Britanie, Septembrie 2003.
64. Delpassand, M., (1997). Progressing Cavity (PC) Pump Design Optimization For Abrasive Applications. 10.2118/37455-MS
65. Tudor, A., Vlase, M. – Uzarea Materialelor – Editura Bren, București, 2010.
66. Hunt, T. M., - Handbook Of Wear Debris Analysis And Particle Detection In Liquids, Elsevier Applied Science, London, 1993.
67. Wang, YU-FEI, YANG, ZHEN-GUO, Finite Element Model Of Erosion Wear On Ductile And Brittle Materials, Wear 165, PP 871-878, 2008.
68. AKAR, A., Estimating Erosion In Oil And Gas Pipe Line Due To Sand Presence, Master's Degree Thesis ISRN: BTH-AMT-EX2011/D-16—SE, Sweden, 2011.
69. SUNDARARAJAN, G., - A Comprehensive Model for The Solid Particle Erosion On Ductile Materials, Wear 149, PP 111-127, 1991,
70. SUNDARARAJAN, G., - The Depth Of Plastic Deformation Beneath Eroded Surfaces: The Influence Of Impact Angle And Velocity, Particle Shape And Material Properties, Wear 149, 1991, PP 129-153.
71. TUDOR, A. – Contactul Real Al Suprafețelor De Frecare, Ed. Academiei, București, 1990.
72. MARIUS STAN, NICULAE NAPOLEON ANTONESCU, COSTIN VIOREL VLĂȘCEANU, AMMAR MULLA, *Dynamic System Composed Of Topdrive And Drill Pipe*, EMERG, Volume VIII, ISSUE 4/2022, ISSN 2668-7003, ISSN-L 2457-5011.
73. A. MULLA, A.I. POPOVICI, N.N. ANTONESCU, *Characteristics OF Abrasive Erosion Wear Specific For Progressive Cavity Pumps Used In Petroleum Industry*, EMERG, Volume VIII – Acceptat Pentru Publicare În Revista EMERG, Vol. IX, ISSUE 2/2023 Care va aparea în luna octombrie 2023.

RAPOARTE DE CERCETARE

1. MULLA, A., Raport de cercetare nr. 1 - Analiza Principalelor Defecte/Deteriorări Care Apar În Exploatare La Cupla Rotor-Stator Și Propunerea Metodelor De Remediere Sau Înlocuire, UPG-Ploiești 2018.
2. MULLA, A. Raport de cercetare nr. 2 – Stabilirea Materialelor Și Tratatelor Termice Pentru Cupla Rotor-Stator În Vederea Efectuării Încercării De Uzură, UPG-ploiești 2019.
3. MULLA, A., Raport de cercetare nr. 3 – Stabilirea Tipurilor De Încercare De Uzură Aparatelor Epruvete Și Condițiile De Încercare, UPG-Ploiești 2020.