TEZA DE DOCTORAT

CERCETĂRI PRIVIND DINAMICA UNITĂȚILOR DE POMPARE CU BALANSIER FOLOSITE ÎN INDUSTRIA PETROLIERĂ ÎN VEDEREA OPTIMIZĂRII CONSTRUCTIV-FUNCȚIONALE

Conducător de doctorat: Prof. univ. dr. ing. Alexandru PUPĂZESCU

> Doctorand: ing. Georgeta ZAMFIR

Ploiești 2016 Doresc să aduc cele mai calde și sincere mulțumiri conducătorului meu științific domnului Prof. univ. dr. ing. Alexandru Pupăzescu pentru sprijinul acordat pe tot parcursul elaborării tezei și pentru atenta îndrumare realizată cu multă răbdare și un deosebit profesionalism.

Mulțumesc, de asemenea, domnului Prof. univ. dr. ing. Dorin Bădoiu pentru înțelegere, sugestii și sprijinul acordat.

Mulțumesc tuturor colegilor din departamentul de Inginerie Mecanică și celor din Universitatea Petrol-Gaze care m-au încurajat și sprijinit în tot acest timp.

Nu în ultimul rând, mulțumesc familiei mele care pe toată perioada elaborării tezei de doctorat m-a înțeles și mi-a fost alături.

Notă

La efectuarea unora din programele de cercetare prezentate în cadrul tezei de doctorat s-au utilizat *Sistem portabil achiziție date* și *software achiziție date CATMAN* achiziționate de către Universitatea Petrol-Gaze din Ploiești, prin Programul Operațional Sectorial "Creșterea Competitivității Economice", în cadrul proiectului POSCCE ID860/cod SMIS - CSNR 14682 "*Centru regional de determinare a performanțelor și monitorizare a stării tehnice a materialului tubular utilizat în industria petrolieră*", cofinanțat prin Fondul European de Dezvoltare Regională "Investiții pentru viitorul dumneavoastră".

Abstract

The research conducted in the thesis entitled "*Research concerning the dynamics of the sucker rod pumping units used in the petroleum industry in view of the constructive and functional optimization*" can be summarized in the following stages:

- the analysis and development of some study models of the dynamics of the sucker rod column and of the kinematics and dynamics of the mechanism of the pumping units;
- the transposition of the study models in computer programs by using the programming environment Maple that includes a large variety of symbolic programming procedures which have proved extremely useful in solving optimization problems;
- achieving of an experimental program that had as main purpose the validation of the models and computer programs developed. The measurements, experimental data acquisition and processing were performed with the equipment integrated into the echometric device for four wells belonging to OMV Petrom;
- developing a methodology for choosing the optimal dimensions of the components of the pumping units of conventional construction when there are imposed some conditions for the values and the variation of certain cinematic and dynamic parameters during their functioning.

In the first chapter entitled "Dimensional and functional characteristics of the main types of pumping units produced and/or used currently in our country" have been highlighted the main dimensional and functional characteristics of the pumping units, a particular attention being given to those pumping units produced in our country by Vulcan S.A. București and by the subsidiary of the american company Lufkin. Also, it has been presented the stages for designing the sucker rod pumping installations in accordance with API RP 11L.

In the second chapter entitled "*Methods used in the analysis of the kinematics of different types of pumping units*" have been analyzed the methods for studying the kinematics of the mechanism of the pumping units, both those falling within the approximate and elementary kinematics theory as well as that corresponding to exact kinematics.

In the third chapter entitled "*Study concerning the dynamics of the sucker rod column*" it was presented the determination by calculus of the surface dynagraph for the four phases of the functioning cycle of a sucker rod pumping installation. The calculus algorithm has been transposed into a computer program by using the programming environment Maple.

In the fourth chapter entitled "*Study of the dynamic behavior of the pumping units*" have been developed models for the study of the dynamics of the pumping units mechanism and a methodology for choosing the optimal dimensions of the components of the pumping units of conventional construction when there are imposed the values for some cinematic and dynamic parameters. It has also made a comparative analysis of energy consumption between the initial case and that obtained after the optimization process by evaluating the motor mechanical work during a functioning cinematic cycle.

In the fifth chapter entitled "*Experimental analysis of the exploitation behavior of the sucker rod pumping installations in view of the dynamic models validation*" has been presented the experimental program that had the main purpose to validate the models developed for studying the dynamics of the sucker rod column and of the kinematics and of the dynamics of the mechanism of the pumping units. The measurements were performed with the equipment integrated into the echometric device for four wells belonging to OMV Petrom: Colibaşi 256, Colibaşi 263, Boldeşti 857 şi Tazlău 268. The experimental results have been allowed the determination of the surface dynagraph and of the variation of the motor moment at the cranks shaft during a cinematic cycle. These results have been compared with the simulations results obtained in the previous chapters.

The sixth chapter of the thesis presents the final conclusions, the original contributions of the author and the directions of the future research.

Keywords: sucker rod pumping installation, mechanism, well, polished rod, sucker rod column, cinematic cycle, kinematics, dynamic analysis, motor moment, optimization, surface dynagraph, cranks shaft, echometric measurements.

CUPRINS

]	Pag. teză	Pag.
INTRODUCERE	5	7
1. Caracteristici dimensionale si de functionare ale principalelor	U	,
tipuri de unități de pompare cu balansier construite si/sau		
folosite în prezent în tara noastră	9	9
1.1. Consideratii generale privind constructia si functionarea	-	2
instalatiilor de pompare cu prăiini.	9	-
1.2. Tipuri de unități de pompare cu balansier construite si/sau	-	
folosite în prezent în tara noastră	12	9
1.2.1. Caracteristici constructive si functionale ale		-
unitătilor de pompare cu balansier	12	-
1.2.2. Unități de pompare cu balansier construite la		
Vulcan S.A. Bucuresti	15	9
1.2.3. Unităti de pompare cu balansier construite de		
firma Lufkin	18	11
1.3. Proiectarea sistemelor de pompare cu prăjini în		
conformitate cu normele API RP 11L	24	12
1.4. Concluzii	31	13
2. Metode folosite în analiza cinematicii diferitelor tipuri		
de unități de pompare cu balansier	33	14
2.1. Considerații generale privind studiul cinematic al		
unităților de pompare cu balansier	33	-
2.2. Teoria cinematicii aproximative	34	-
2.3. Teoria cinematicii elementare	35	-
2.4. Metode de analiză a cinematicii exacte a unităților		
de pompare cu balansier	35	14
2.5. Studiu comparativ privind teoriile de analiză cinematică		
a unităților de pompare de construcție clasică	50	17
2.6. Concluzii	56	21
3. Analiza comportării dinamice a garniturii de prăjini de pompare.	58	22
3.1. Probleme generale privind sarcina la prăjina lustruită	58	22
3.2. Determinarea prin calcul a dinamogramei de suprafață	59	-
3.3. Simularea comportării dinamice a garniturii de prăjini		
de pompare în vederea ridicării dinamogramei de suprafață	63	23
3.4. Concluzii	77	28
4. Studiul comportării dinamice a unităților de pompare cu balansier	79	29
4.1. Considerații generale	79	-
4.2. Stabilirea legii de variație a momentului motor la		

arborele manivelelor	81	29
4.3. Studiul cinetostatic al mecanismului unitătilor de	• -	
pompare cu balansier	103	38
4.4. Optimizarea constructiv-functională a unitătilor de		
pompare cu balansier	123	45
4.5. Concluzii	133	52
5. Analiza experimentală a comportării în exploatare a instalatiilor		
de pompare cu prăjini în vederea validării modelelor		
dinamice de studiu	138	55
5.1. Sistemul ecometric utilizat în cercetarea sondelor		
în pompaj	138	55
5.2. Rezultate ale măsurătorilor ecometrice realizate în cadrul		
programului experimental	143	55
5.3. Analiza comparativă a rezultatelor experimentale cu		
cele obținute folosind programele de simulare	148	55
5.4. Concluzii	153	58
6. Concluzii finale, contribuții originale și direcții de continuare		
a cercetării	156	60
6.1. Concluzii finale	156	60
6.2. Contribuții originale	163	64
6.3. Direcții de continuare a cercetării	166	66
Bibliografie	167	66
Abstract	173	-
Anexa 1	175	-
Anexa 2	177	-
Anexa 3	179	-
Anexa 4	181	-
Anexa 5	183	-
Anexa 6	187	-
Anexa 7	191	-
Anexa 8	197	-
Anexa 9	199	-

INTRODUCERE

Este cunoscut faptul că cea mai mare parte din producția de petrol se extrage prin pompaj, instalațiile de pompare cu prăjini fiind sistemul de extracție cel mai simplu de utilizat și cel mai eficient pentru sondele care nu mai pot asigura o exploatare eruptivă. Predicția cu un grad cât mai mare de precizie a performanțelor unor astfel de instalații în timpul funcționării este extrem de dificilă datorită interacțiunilor complexe care există între componente, cu influență directă asupra comportării lor dinamice. De aceea, elaborarea unor modele matematice care să exprime cât mai corect dinamica instalațiilor de pompare cu prăjini și apoi a unor programe de calculator care să permită simularea funcționării acestora pentru diferite condiții de exploatare pot conduce la o proiectare cât mai eficientă a instalațiilor de pompare cât și la optimizarea proceselor de lucru și a costurilor de producție.

Primele cercetări privind analiza instalațiilor de pompare cu prăjini, care au condus la rezultate deosebite în evoluția lor constructiv-funcțională datează din anii 30 ai secolului trecut, materializate prin realizări privind dinamometrele fixate la nivelul pompelor de adâncime și evaluarea încărcărilor datorate vibrațiilor sistemelor de pompare. La inceputul anilor 60 Institutul American al Petrolului a inițiat o serie de cercetări privind proiectarea sistemelor de pompare cu prăjini care au condus la elaborarea normelor API RP 11L – *Recommended Practice for Design Calculations for Sucker-rod Pumping Systems*. O mare parte din cercetările ulterioare privind proiectarea și comportarea în exploatare a instalațiilor de pompare cu prăjini s-au concentrat mai ales asupra studiului dinamicii garniturii de prăjini de pompare și asupra unor probleme legate de analiza și sinteza structural-funcțională a mecanismului unităților de pompare. În această direcție se înscriu și cercetările realizate în prezenta teză de doctorat.

În capitolul 1 se prezintă structura și etapele procesului de funcționare ale instalațiilor de pompare cu prăjini, cu evidențierea principalelor caracteristici dimensionale și de funcționare ale tipurilor de unități de pompare cu balansier construite și/sau folosite în prezent în țara noastră. Sunt detaliate etapele care trebuiesc parcurse în proiectarea acestor instalații în conformitate cu normele API RP 11L, subliniindu-se că în stabilirea caracteristicilor de funcționare, în special a valorilor maxime ale sarcinii la prăjina lustruită și a momentului motor la arborele manivelelor, nu se ține seama de cinematica unității de pompare ceea ce face ca aceste valori să fie necesar a fi preluate cu precauție. Se poate concluziona că pentru o cât mai corectă evaluare a variației acestor parametri, precum și a încărcărilor la care sunt supuse elementele structurale ale unităților de pompare este necesară analiza cinematică și dinamică a mecanismului acestora.

În capitolul 2 se prezintă sintetic metodele de studiu cinematic al unităților de pompare, atât cele care se înscriu în teoria cinematicii aproximative și teoria cinematicii elementare cât și cele care corespund cinematicii exacte și folosesc metoda proiecției contururilor vectoriale închise și independente din teoria generală a cinematicii mecanismelor. Este dezvoltată o metodă originală de analiză și sinteză pozițională a mecanismului unităților de pompare de construcție clasică și cu schemă inversă care permite studiul influenței variației lungimii manivelelor, a bielelor și a balansierului asupra lungimii cursei și determinarea lungimii manivelelor atunci când se impune lungimea cursei. Se prezintă de asemenea o metodă originală de determinare a variației pe ciclul cinematic a deplasării, vitezei și accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare folosind funcții polinomiale ale căror coeficienți sunt determinați cu metoda celor mai mici pătrate, valorile lor depinzând numai de valorile dimensiunilor elementelor geometrice ale unității de pompare.

În capitolul 3 se prezintă modul de determinare prin calcul a dinamogramei de suprafață pentru cele patru faze de bază ale ciclului de funcționare al instalației de pompare cu prăjini și de ridicare a dinamogramei prin șase puncte, utilă la proiectarea unităților de pompare, care urmează a fi folosite

într-o mare varietate de condiții, atunci când nu se pune problema evidențierii particularităților specifice unei sonde date. Algoritmul de calcul este transpus într-un program de calculator, simulările fiind efectuate în cazul a patru sonde aparținând OMV Petrom, obținându-se astfel curbele de variație ale forței la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă pentru cele patru faze ale ciclului de funcționare, dinamograma de suprafață și dinamograma prin șase puncte.

În prima parte a capitolului 4 se dezvoltă un algoritm de calcul bazat pe o metodologie folosită frecvent în dinamica mecanismelor care utilizează exprimarea echilibrului dinamic în puteri datorate tuturor forțelor și cuplurilor care acționează asupra elementelor mecanismului unității de pompare pentru stabilirea curbei de variație pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor, curbă necesară pentru a indica dacă unitatea de pompare este corect echilibrată și pentru determinarea consumului de energie al motorului de acționare al instalației de pompare. Relațiile de calcul sunt transpuse într-un program de calculator, simulările fiind efectuate în cazul celor patru sonde aparținând OMV Petrom.

În cadrul acestui capitol se prezintă și o metoda originală de analiză cinetostatică a mecanismului unităților de pompare de construcție clasică, bazată pe metodologia generală de studiu a dinamicii mecanismelor în care analiza cinetostatică se realizează în cadrul grupelor cinematice Assur. Programul de calculator dezvoltat pe baza acestei metode permite determinarea variației pe ciclul cinematic a reacțiunilor din lagărele unității de pompare.

În ultima parte a capitolului, sunt prezentate o serie de rezultate originale privind alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unităților de pompare cu balansier de construcție clasică atunci când sunt impuse anumite condiții pentru valorile sau variația unor parametri cinematici și dinamici în timpul funcționării acestora. O primă problemă analizată este cea a alegerii optime a dimensiunilor elementelor componente atunci când se impune reducerea cu un anumit procent a valorilor extreme ale accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare, în condițiile menținerii nemodificate a lungimii cursei. Apoi este analizată problema alegerii optime a dimensiunilor elementelor componente atunci când se dorește reducerea valorilor extreme ale reacțiunilor în lagărele mecanismului unității de pompare, rezolvarea acestei probleme având un impact deosebit în creșterea durabilității și siguranței în exploatare a acestora. Algoritmul de calcul este transpus într-un program de calculator, iar pentru rezolvarea problemelor de optimizare sunt folosite proceduri de calcul incluse în pachetul *Optimization* din mediul de programare Maple.

În capitolul 5 se prezintă programul experimental realizat în cadrul tezei de doctorat, acesta având ca principal obiectiv validarea modelelor și programelor de calculator elaborate pentru studiul dinamicii garniturii de prăjini de pompare și a cinematicii și dinamicii mecanismului unităților de pompare. Măsurătorile, achiziția și prelucrarea datelor experimentale realizate cu aparatura integrată în sistemul ecometric au permis determinarea dinamogramelor de suprafață și a curbelor de variație a momentului motor la arborele manivelelor pe ciclul cinematic de funcționare în cazul celor patru sonde aparținând OMV Petrom. Compararea acestora cu rezultatele obținute în urma simulărilor cu programele de calculator realizate evidențiază o foarte bună corelare. Sunt validate în acest fel modelele de studiu și programele de simulare elaborate, inclusiv cele care se referă la cinetostatica mecanismului unității de pompare deoarece în dezvoltarea ecuațiilor de echilibru cinetostatic sunt incluse, ca o modalitate de verificare suplimentară, și ecuațiile de determinare a momentului motor la arborele manivelelor. De asemenea, sunt validate astfel și rezultatele obținute cu programul de calculator pentru alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unității de pompare atunci când se dorește reducerea valorilor extreme ale reacțiunilor în lagărele acestuia.

Capitolul 6 cuprinde concluziile finale cu evidențierea contribuțiilor originale ale tezei de doctorat, precum și direcțiile viitoarelor cercetări avute în vedere de către doctorandă.

1. CARACTERISTICI DIMENSIONALE ȘI DE FUNCȚIONARE ALE PRINCIPALELOR TIPURI DE UNITĂȚI DE POMPARE CU BALANSIER CONSTRUITE ȘI/SAU FOLOSITE ÎN PREZENT ÎN ȚARA NOASTRĂ

1.2. Tipuri de unități de pompare cu balansier construite și/sau folosite în prezent în țara noastră

1.2.2. Unități de pompare cu balansier fabricate la Vulcan S.A. București

Unitățile de pompare fabricate în țara noastră la întreprinderea Vulcan s-au dovedit a fi unele dintre cele mai sigure și performante unități de pompare din lume.

În prezent, la Vulcan S.A. se produc 52 de tipuri de unități de pompare convenționale și 36 de tipuri de unități de pompare cu geometria în față, ambele categorii conform API spec. 11E (tabelul 1.1) [126].

	Nr. de tipuri	Lungimea maxima a cursei	Sarcina maximă
Unitati de pompare conventionale pentru extrac- tia petrolului, conform API spec. 11E	52	36 – 240 inch	7600 – 42700 Ibs.
Unitati de pompare cu geometria in fata pentru extractia petrolului, conform API spec. 11E	36	64 – 216 inch	17300 – 42700 Ibs.

Tabelul 1.1. Unități de pompare fabricate la Vulcan S.A. București [126]

1 lbs = 4,44822162825 N

Tipizarea unităților de pompare conform API spec. 11E este prezentată în fig. 1.6.



1 livră = 4,80035518902 N

Fig. 1.6. Explicația denumirii unităților de pompare conform API spec. 11E [126].

Principalele dimensiuni ale unităților de pompare convenționale fabricate la Vulcan (fig. 1.7) sunt date în tabelul 1.3 [126].



Fig. 1.7. Unitate de pompare convențională fabricată la Vulcan S.A. București [126].

De asemenea, la întreprinderea Vulcan S.A. s-au proiectat și omologat 36 de unități de pompare cu geometria în față, în două variante constructive: varianta constructivă A (fig. 1.8) la care prinderea piciorului din față al caprei se face în partea din față a postamentului reductor și varianta constructivă B (fig. 1.9) la care prinderea piciorului din față al caprei se face în partea din spate al postamentului reductor. În tabelul 1.4 sunt date principalele dimensiuni în cazul variantei constructivă B [126].



Fig. 1.8. Unitate de pompare cu geometrie față, fabricată la Vulcan S.A. București (varianta constructivă A) [126].



Fig. 1.9. Unitate de pompare cu geometrie față, fabricată la Vulcan S.A. București (varianta constructivă B) [126].

1.2.3. Unități de pompare cu balansier fabricate de firma Lufkin

Firma americană Lufkin a deschis de curând o fabrică producătoare de unități de pompare în țara noastră la Ariceștii Rahtivani (lângă Ploiești), care produce atât unități de pompare cu echilibrare mecanică (oscilantă, rotativă sau mixtă) cât și unități de pompare cu echilibrare pneumatică.

Principalele dimensiuni ale unităților de pompare convenționale fabricate de firma Lufkin (fig. 1.10) sunt date în tabelul 1.6 [125].



Fig. 1.10. Unitate de pompare convențională fabricată de firma Lufkin [125]

Unitățile de pompare Lufkin Reverse Mark (seria de unități de pompare RM) oferă o alternativă îmbunătățită a geometriei tipului unităților de pompare convenționale (fig. 1.11) [125]. Deși similare în aparență cu unitățile de pompare convenționale, geometria unităților de pompare din seria RM conduce la reducerea cuplului motor necesar și în consecință la utilizarea unor reductoare de mai mici dimensiuni și a unor motoare de acționare de putere mai mică. Principalele dimensiuni ale unităților de pompare de acest tip sunt date în tabelul 1.7 [125].



Fig. 1.11. Unitate de pompare Lufkin Reverse Mark [125].

O realizare deosebită a firmei Lufkin este unitatea de pompare Mark II, cu geometrie modificată (fig. 1.12) [125]. Principalele dimensiuni ale unităților de pompare de acest tip sunt date în tabelul 1.8 [125]. Legătura dintre manivelă și bielă se face prin butonul manivelei, în partea opusă susținerii contragreutăților pentru echilibrare rotativă. Prin această amplasare cursa ascendentă se realizează într-un timp mai mare decât cursa descendentă (butonul manivelei se rotește cu 195° la cursa ascendentă și cu 165° la cursa descendentă, îmbunătățind astfel regimul de funcționare al reductoarelor de turație [73,125].



Fig. 1.12. Unitate de pompare Mark II fabricată de firma Lufkin [125].

În fig. 1.13 este prezentată unitatea de pompare cu echilibrare pneumatică realizată de firma Lufkin, principalele dimensiuni ale unităților de pompare de acest tip fiind prezentate în tabelul 1.9 [125]. Unitățile de pompare cu echilibrare pneumatică produse de firma Lufkin se caracterizează printr-o foarte bună echilibrare, lungimi mari de cursă, construcție compactă, de dimensiuni reduse în comparație cu celelalte tipuri de unități de pompare, costuri de instalare reduse.



Fig. 1.13. Unitate de pompare cu echilibrare pneumatică fabricată de firma Lufkin [125].

1.3. Proiectarea sistemelor de pompare cu prăjini în conformitate cu normele API RP 11L

Primele cercetări privind analiza instalațiilor de pompare cu prăjini, care au condus la rezultate deosebite în evoluția lor constructiv-funcțională datează din anii 30 ai secolului trecut. Astfel, Gilbert [35] are o serie de realizări privind dinamometrele fixate la nivelul pompelor de adâncime, Rieniets [91] a cercetat mișcarea pistonului pompelor de adâncime, luând în considerare oscilațiile garniturii de prăjini, iar Slonneger [101] a dezvoltat o metodă de evaluare a încărcărilor datorate vibrațiilor sistemelor de pompare.

La începutul anilor 60 Institutul American al Petrolului (*American Petroleum Institute – API*) a finanțat o serie de cercetări privind proiectarea sistemelor de pompare cu prăjini care au condus la elaborarea normelor API RP 11L – Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems (Conventional Units) [121].

Aceste norme prevăd următoarele etape în proiectarea sistemelor de pompare cu prăjini:

- selecția preliminară a componentelor instalației de pompare cu prăjini;

- calculul unor caracteristici de funcționare ale instalației pe baza unor formule, tabele și grafice specificate în cadrul standardului;

- verificarea încadrării în anumite limite a deplasărilor și încărcărilor diferitelor componente.

Pentru calculul unei instalații de pompare cu prăjini se presupun a fi cunoscuți următorii parametri:

- nivelul de fluid din sondă (*H*);

- adâncimea de fixare a pompei (*L*);
- numărul de curse duble pe minut al instalației (*N*);
- lungimea cursei de suprafață (S);
- diametrul pistonului pompei (D);
- greutatea specifică a fluidului pompat (G);

- diametrul nominal al tevilor de extracție, cu menționarea dacă acestea sunt ancorate sau

nu;

- alcătuirea garniturii de prăjini de pompare.

Pe baza valorilor acestor parametri se urmărește determinarea următoarelor mărimi:

- cursa pistonului pompei (S_p) ;
- debitul pompei (PD);
- sarcina maximă la prăjina lustruită (PPRL);
- sarcina minimă la prăjina lustruită (MPRL);
- momentul motor maxim la arborele manivelelor (*PT*);
- puterea la nivelul prăjinii lustruite (PRHP);
- mărimea contragreutăților de echilibrare (CBE).

1.4. Concluzii

In acest capitol au fost evidențiate principalele caracteristici dimensionale și de funcționare ale tipurilor de unități de pompare cu balansier construite și/sau folosite în prezent în țara noastră, o atenție specială fiind acordată unităților de pompare fabricate la Vulcan S.A. București și de către firma americană Lufkin care de curând a deschis o fabrică producătoare de unități de pompare în țara noastră la Ariceștii Rahtivani (lângă Ploiești).

S-a prezentat, de asemenea, structura și etapele procesului de funcționare al instalațiilor de pompare cu prăjini care reprezintă sistemul de extracție al țițeiului cel mai simplu de utilizat și cel mai eficient pentru sondele care nu mai permit o exploatare eruptivă, precum și etapele ce trebuiesc parcurse în proiectarea acestor instalații în conformitate cu normele API RP 11L. Aceste norme permit doar o selecție preliminară a componentelor instalației de pompare cu prăjini, precum și calculul unor caracteristici de funcționare (cursa pistonului pompei, debitul pompei, sarcina maximă și minimă la prăjina lustruită, momentul motor maxim la arborele manivelelor) pe baza unor formule, tabele și grafice specificate în cadrul standardului. Alegerea variantei optime de funcționare pentru ca valoarea debitului pompei de adâncime să fie mai mare decât o valoare anticipată necesită efectuarea calculelor pentru mai multe valori ale parametrilor de start (numărul

de curse duble pe minut al instalației, lungimea cursei de suprafață, diametrul pistonului pompei, diametrul nominal al țevilor de extracție, alcătuirea garniturii de prăjini de pompare).

Trebuie menționat că prin aplicarea normelor API RP 11L nu se obțin curbele de variație în timpul funcționării instalației de pompare a forței la prăjina lustruită și a mometului motor la arborele manivelelor, esențiale pentru aprecierea bunei funcționări a acestora. De asemenea, faptul că în stabilirea caracteristicilor de funcționare, în special a valorilor maxime ale sarcinii la prăjina lustruită și a momentului motor la arborele manivelelor, nu s-a ținut seama de cinematica unității de pompare face necesar ca aceste valori să fie preluate cu precauție. În acest sens, este evident că pentru o cât mai corectă evaluare a variației acestor parametri, precum și a încărcărilor la care sunt supuse elementele structurale ale unităților de pompare este necesară analiza cinematică și dinamică a mecanismului acestora, ceea ce urmează a fi dezvoltat în capitolele următoare.

2. METODE FOLOSITE ÎN ANALIZA CINEMATICII DIFERITELOR TIPURI DE UNITĂȚI DE POMPARE CU BALANSIER

2.4. Metode de analiză a cinematicii exacte a unităților de pompare cu balansier

Cinematica exactă a unităților de pompare poate fi analizată cu metode grafo-analitice sau analitice [1,4,14,26,73,81,82,98,114]. În cazul metodelor grafo-analitice, curbele de variație ale deplasării, vitezei și accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini se obțin prin puncte, împărțind ciclul cinematic de funcționare într-un număr de subintervale egale [1,4]. Astfel, variația deplasării se obține prin construcția mecanismului unității de pompare la scară, într-un număr de poziții succesive, în timp ce pentru determinarea variației vitezei și accelerației se pot aplica diferite metode ca de exemplu [1,4]: *metoda ecuațiilor vectoriale* (care implică construcția epurelor de viteză și accelerație), *metoda centrului instantaneu de rotație, metoda proiecțiilor sau metoda vitezelor rabătute* (pentru determinarea vitezelor folosind construcția mecanismului unității de pompare la scară).

Metodele dezvoltate pentru deducerea expresiilor analitice pentru deplasarea, viteza și accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini [26,36,73,81,114] au folosit diferite teoreme din trigonometrie și geometria plană.

În stabilirea curbelor de variație pe ciclul cinematic pentru deplasarea, viteza și accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini au fost folosite și metode specifice analizei cinematice a mecanismelor [1,4,14,68,98,108,109]: *metoda proiecției contururilor vectoriale închise și independente, metoda ciclurilor independente* și *metoda numerelor complexe*.

În lucrarea [109] am dezvoltat o metodă de analiză și sinteză pozițională a mecanismului unităților de pompare de construcție clasică care folosește metoda proiecției contururilor vectoriale închise și independente. Metoda permite determinarea lungimii cursei la punctul de suspendare al garniturii de prăjini într-o formă analitică, în funcție de lungimile elementelor componente. Algoritmul de calcul l-am transpus apoi într-un program de calculator, prin utilizarea unor funcții specifice de calcul simbolic integrate în programul *Maple* [63]. S-a urmărit să se studieze influența variației lungimii manivelelor, a bielelor și a balansierului asupra lungimii cursei. De asemenea, s-a urmărit dezvoltarea unui algoritm de calcul care să permită determinarea lungimii manivelelor conducătoare atunci când se impune lungimea cursei (*S*).

În fig. 2.2 este reprezentat mecanismul unei unități de pompare de construcție clasică în pozițiile extreme corespunzătoare începutului și sfârșitului cursei ascendente.

Lungimea cursei S la punctul de suspendare al garniturii de prăjini se determină cu relația [109]:

$$S = (2\pi - \varphi_{3d} + \varphi_{3a}) \cdot l_{3p}$$
(2.19)

în care: φ_{3d} și φ_{3a} sunt valorile corespunzătoare unghiului φ_3 pentru pozițiile extreme corespunzătoare începutului și sfârșitului cursei ascendente, iar $l_{3p} = CD$.

Proiectând conturul O - A - B - C - O pe axele x și y pentru aceste două poziții extreme, se obțin următoarele sisteme de ecuații [109]:

$$\begin{cases} (l_{1} + l_{2}) \cdot \cos\varphi_{1d} + l_{3} \cdot \cos\varphi_{3d} - x_{C} = 0\\ (l_{1} + l_{2}) \cdot \sin\varphi_{1d} + l_{3} \cdot \sin\varphi_{3d} - y_{C} = 0 \end{cases}$$
(2.20)

$$\begin{cases} (l_1 - l_2) \cdot \cos\varphi_{1a} + l_3 \cdot \cos\varphi_{3a} - x_C = 0\\ (l_1 - l_2) \cdot \sin\varphi_{1a} + l_3 \cdot \sin\varphi_{3a} - y_C = 0 \end{cases}$$
(2.21)

în care: ϕ_{1d} și ϕ_{1a} sunt valorile unghiului de manivelă ϕ_1 corespunzătoare celor două poziții extreme ale mecanismului unității de pompare; $l_1 = OA$; $l_2 = AB$; $l_3 = BC$.

Prin rezolvarea sistemelor de ecuații (2.20) și (2.21), unghiurile necunoscute φ_{1d} și φ_{1a} s-au determinat din următoarele ecuații [109]:

$$\begin{cases} A_{1d} \cdot \cos \varphi_{1d} + B_{1d} \cdot \sin \varphi_{1d} = C_{1d} \\ A_{1a} \cdot \cos \varphi_{1a} + B_{1a} \cdot \sin \varphi_{1a} = C_{1a} \end{cases}$$
(2.22)

în care:

$$\begin{cases}
A_{1d} = -2 \cdot x_C \cdot (l_1 + l_2) \\
B_{1d} = -2 \cdot y_C \cdot (l_1 + l_2) \\
C_{1d} = l_3^2 - (l_1 + l_2)^2 - x_C^2 - y_C^2 \\
\begin{cases}
A_{1a} = -2 \cdot x_C \cdot (l_1 - l_2) \\
B_{1a} = -2 \cdot y_C \cdot (l_1 - l_2) \\
C_{1a} = l_3^2 - (l_1 - l_2)^2 - x_C^2 - y_C^2
\end{cases}$$
(2.23)
(2.24)



Fig. 2.2. Mecanismul unei unități de pompare de construcție clasică în pozițiile extreme corespunzătoare începutului și sfârșitului cursei ascendente [109].

Apoi, unghiurile φ_{3d} și φ_{3a} corespunzătoare pozițiilor extreme ale balansierului pot fi determinate cu următoarele relații [109]:

$$\begin{cases} \varphi_{3d} = \text{ATAN2}(y_C - (l_1 + l_2) \cdot \sin \varphi_{1d}, x_C - (l_1 + l_2) \cdot \cos \varphi_{1d}) \\ \varphi_{3a} = \text{ATAN2}(y_C - (l_1 - l_2) \cdot \sin \varphi_{1a}, x_C - (l_1 - l_2) \cdot \cos \varphi_{1a}) \end{cases}$$
(2.25)

în care: ATAN2(y,x) [4] calculează arctg(y/x) luând în considerare semnele celor doi parametri y și x.

Relațiile de calcul prezentate le-am utilizat pentru dezvoltarea unui program de calculator folosind limbajul de programare simbolică *Maple* (Anexa 1), obținându-se astfel expresia analitică a cursei în funcție de lungimile elementelor componente ale mecanismului unității de pompare. Folosind programul de calculator elaborat, în continuare sunt prezentate o serie de rezultate ale simulărilor efectuate pe unitatea de pompare C-640D-365-144 (produsă de Vulcan S.A.). Elementele geometrice ale acestei unități de pompare și cursa la punctul de suspendare al garniturii de prăjini sunt prezentate în tabelul 2.1. În fig. 2.3, 2.4 și 2.5 este reprezentată variația cursei atunci când l_1, l_2 și respectiv l_3 variază (în fiecare din cele trei cazuri celelalte dimensiuni rămân neschimbate, egale cu cele menționate anterior pentru unitatea de pompare C-640D-365-144).

Tabelul 2.1. Elementele geometrice și cursa unității de pompare C-640D-365-144 (Vulcan S.A.)

UP	<i>l</i> ₁ [m]	<i>l</i> ₂ [m]	<i>l</i> ₃ [m]	<i>l</i> _{3p} [m]	<i>x</i> _C [m]	<i>y</i> _C [m]	<i>S</i> [m]
C-640D-365-144	1,19	3,72	3,05	4,55	3,05	3,72	3,6576



Fig. 2.3. Variația cursei când variază lungimea manivelelor [109].



Fig. 2.4. Variația cursei când variază lungimea bielelor [109].



Fig. 2.5. Variația cursei când variază lungimea balansierului [109].

Curbele de variație din figurile 2.3, 2.4 și 2.5 permit stabilirea cu o anumită aproximație a valorilor l_1 , l_2 și respectiv l_3 atunci când se impune valoarea cursei. Pentru o determinare precisă a lungimii acestor componente atunci când se impune valoarea cursei se poate folosi expresia analitică a acesteia stabilită cu programul menționat anterior. În acest sens am dezvoltat un algoritm, bazat pe *metoda tangentei* [21], care permite calculul lungimii manivelelor atunci când se impune valoarea cursei (S_{imp}) , folosind următoarea relație recursivă [109]:

$$l_1^{(k)} = l_1^{(k-1)} - \frac{S(l_1^{(k-1)}) - S_{imp}}{S'(l_1^{(k-1)})}; \quad k = 2,3...$$
(2.26)

în care: $S'(l_1^{(k-1)})$ este derivata cursei S în raport cu l_1 , atunci când $l_1 = l_1^{(k-1)}$. Calculul recursiv se oprește atunci când este îndeplinită condiția: $|l_1^{(k)} - l_1^{(k-1)}| < 10^{-6}$. Curba de variație prezentată în fig. 2.3 poate fi folosită pentru alegerea adecvată a valorii $l_1^{(1)}$.

O serie de rezultate obținute în urma aplicării algoritmului de calcul recursiv sunt prezentate în tabelul 2.2.

<i>S</i> [in]	<i>S</i> [m]	$l_1[m]$
130	3,3020	1,0808
135	3,4290	1,1201
140	3,5560	1,1591
150	3,8100	1,2361
155	3,9370	1,2741

Fabelul 2.2. Lungimea manive	elelor pentru valori
impuse ale cursei [[109].

2.5. Studiu comparativ privind teoriile de analiză cinematică a unităților de pompare de construcție clasică

Comparația dintre cele trei teorii de analiză a cinematicii unităților de pompare de construcție clasică (teoria cinematicii aproximative, teoria cinematicii elementare și teoria cinematicii exacte) se concentrează asupra diagramelor de variație pe un ciclu cinematic de funcționare a accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare [26,81].

Se prezintă în continuare o analiză comparativă realizată în cazul unităților de pompare: C-

640D-365-144 si C-228D-213-86. În acest sens s-a realizat un program de calculator folosind limbajul de programare Maple (Anexa 4), care permite obtinerea curbelor de variatie pe un ciclu cinematic (pornind cu începutul cursei ascendente) a acceleratiei la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare cu cele trei teorii.

În fig. 2.17÷2.20 sunt prezentate aceste curbe de variație pentru cele două unități de pompare, în care cu (A) s-a notat curba de variatie corespunzătoare teoriei aproximative, cu (E) curba de variatie corespunzătoare teoriei elementare și cu (EX) curba de variație corespunzătoare teoriei exacte. Curbele de variație au fost obținute considerând pentru turația manivelelor următoarele valori: $n_1 = 5$ rot/min și $n_1 = 10$ rot/min. Dimensiunile elementelor unității de pompare C-228D-213-86, sunt prezentate în tabelul 2.8. Valorile dimensiunilor elementelor unității de pompare C-640D-365-144 sunt cele precizate la punctul 2.4.



Tabelul 2.8. Elementele geometrice ale unității de pompare C-228D-213-86

Fig. 2.17. Variatia acceleratiei la punctul de suspendare al garniturii de prăjini folosind cele trei teorii (aproximativă (A), elementară (E) și exactă (EX)) pentru unitatea de pompare C-228D-213-86 atunci când n_1 =5 rot/min.



Fig. 2.18. Variația accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini folosind cele trei teorii (aproximativă (A), elementară (E) și exactă (EX)) pentru unitatea de pompare C-228D-213-86 atunci când n_1 =10 rot/min.







Fig. 2.20. Variația accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini folosind cele trei teorii (aproximativă (A), elementară (E) și exactă (EX)) pentru unitatea de pompare C-640D-365-144 atunci când *n*₁=10 rot/min.

În cazul unităților de pompare clasice din analiza efectuată pe baza graficelor privind accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini rezultă următoarele aspecte:

- cele mai mari diferențe ale accelerației sunt între teoria cinematicii exacte și teoria cinematicii elementare;
- valorile acestor diferențe cresc odată cu creșterea turației manivelelor;
- cele mai mari valori ale accelerației corespund teoriei exacte.

O contribuție originală [111] la problema evaluării rapide și exacte a deplasării (s_D) , vitezei (v_D) și accelerației (a_D) la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare pe un ciclu cinematic de funcționare am adus prin utilizarea de funcții polinomiale ale căror coeficienți sunt determinați cu metoda celor mai mici pătrate. În acest fel, accelerația a_D s-a calculat cu următoarea relație:

 $a_D = \omega_1^2 \cdot P_m(\varphi_1) \tag{2.35}$

în care:

$$P_m(\phi_1) = c_0 + c_1 \cdot \phi_1 + c_2 \cdot \phi_1^2 + \dots + c_m \cdot \phi_1^m$$
(2.36)

Valorile coeficienților c_i , $i = \overline{0, m}$, care conduc la cea mai bună aproximare pentru a_D / ω_1^2 , sau determinat rezolvând următorul sistem de ecuații:

$$\begin{cases} c_{0} \cdot (n+1) + c_{1} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i} + c_{2} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{2} + \dots + c_{m} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{m} = \frac{1}{\omega_{1}^{2}} \sum_{i=0}^{n} a_{D}(\varphi_{1i}) \\ c_{0} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i} + c_{1} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{2} + c_{2} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{3} + \dots + c_{m} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{m+1} = \frac{1}{\omega_{1}^{2}} \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i} \cdot a_{D}(\varphi_{1i}) \\ \dots \\ c_{0} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{m} + c_{1} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{m+1} + c_{2} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{m+2} + \dots + c_{m} \cdot \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{2m} = \frac{1}{\omega_{1}^{2}} \sum_{i=0}^{n} \varphi_{1i}^{m} \cdot a_{D}(\varphi_{1i}) \\ + 2 \cdot \pi \cdot i / n \text{ si } m = 14 \end{cases}$$

$$(2.37)$$

în care: $\varphi_{1i} = \varphi_{1d} + 2 \cdot \pi \cdot i / n$ și m = 14.

Pornind de la relația (2.35), pentru calculul variației vitezei v_D și a deplasării s_D pe un ciclu cinematic s-au folosit următoarele relații:

$$v_D = \omega_1 \cdot (Q_{m+1}(\phi_1) + C_v)$$
(2.38)

$$s_D = R_{m+2}(\varphi_1) + C_s \tag{2.39}$$

în care:

$$Q_{m+1}(\phi_1) = \int_0^{\phi_1} P_m(\phi_1) \,\mathrm{d}\phi_1 \tag{2.40}$$

$$C_{v} = -Q_{m+1}(\varphi_{1d})$$
 (2.41)

$$R_{m+2}(\varphi_1) = \int_0^{\varphi_1} (Q_{m+1}(\varphi_1) + C_{\nu}) d\varphi_1$$
(2.42)

$$C_s = -R_{m+2}(\phi_{1d})$$
 (2.43)

Relațiile de calcul prezentate le-am transpus într-un program de calculator (Anexa 5) folosind limbajul de programare *Maple*. S-a obținut astfel următoarea expresie pentru funcția polinomială $P_m(\varphi_1)$:

$$P_{m}(\varphi_{1}) = 20,601 - 33,013 \cdot \varphi_{1} + 23,789 \cdot \varphi_{1}^{2} - 8,222 \cdot \varphi_{1}^{3} + 1,146 \cdot \varphi_{1}^{4} + 0,013 \cdot \varphi_{1}^{5} - 0,019 \cdot \varphi_{1}^{6} + 0,003 \cdot \varphi_{1}^{7} - 611 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi_{1}^{8} + 79,2 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi_{1}^{9} - 0,681 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi_{1}^{10} + 0,7398 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi_{1}^{11} + 0,216 \cdot 10^{-7} \cdot \varphi_{1}^{12} - 0,156 \cdot 10^{-7} \cdot \varphi_{1}^{13} + 0,938 \cdot 10^{-9} \cdot \varphi_{1}^{14}$$

$$(2.44)$$

In figurile 2.21, 2.22 și 2.23 sunt prezentate curbele de variație pe un ciclu cinematic, pornind cu începutul cursei ascendente, pentru a_D / ω_1^2 , v_D / ω_1 și s_D în cazul unității de pompare C-640D-365-144 luând în considerare teoriile cinematicii exacte, aproximative și elementare, precum și metoda care folosește funcțiile polinomiale.



Fig. 2.21. Variația pe un ciclu cinematic pentru a_D / ω_1^2 în cazul unității de pompare C-640D-365-144 considerând teoria cinematicii exacte (curba *I*), metoda cu funcțiile polinomiale (curba *2*), teoria cinematicii aproximative (curba *3*) și teoria cinematicii elementare (curba *4*) [111].



Fig. 2.22. Variația pe un ciclu cinematic pentru v_D / ω_1^2 în cazul unității de pompare C-640D-365-144 considerând teoria cinematicii exacte (curba *I*), metoda cu funcțiile polinomiale (curba *2*), teoria cinematicii aproximative (curba *3*) si teoria cinematicii elementare (curba *4*) [111].



Fig. 2.23. Variația pe un ciclu cinematic pentru s_D în cazul unității de pompare C-640D-365-144 considerând teoria cinematicii exacte (curba 1), metoda cu funcțiile polinomiale (curba 2), teoria cinematicii aproximative (curba 3) și teoria cinematicii elementare (curba 4) [111].

Din analiza figurilor 2.21, 2.22 și 2.23 dar și a algoritmului de calcul care folosește funcțiile polinomiale pentru determinarea variației deplasării (s_D) , vitezei (v_D) și accelerației (a_D) la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare pe un ciclu cinematic de funcționarese se pot trage următoarele concluzii:

- există o foarte bună concordanță între rezultatele obținute cu metoda care folosește funcțiile polinomiale și cele obținute cu metoda exactă de studiu;
- această concordanță este mult superioară față de cazul folosirii teoriilor cinematicii aproximative sau elementare;
- deplasarea, viteza și accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare pot fi determinate pentru orice unitate de pompare, în orice moment pe ciclul cinematic cu metoda prezentată mult mai rapid decât cu metoda exactă după ce în prealabil s-au determinat valorile coeficienților polinomului P_m (relația 2.36) care depind numai de valorile dimensiunilor elementelor geometrice ale unității de pompare.

2.6. Concluzii

In cadrul acestui capitol au fost prezentate diferite metode pentru studiul cinematicii mecanismului unităților de pompare. Studiul cinematic al unităților de pompare are ca principal scop determinarea variației pe ciclul cinematic de funcționare a deplasării, vitezei și accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini. Expresiile analitice ale acestor mărimi sunt destul de

complicate pentru utilizarea curentă, de aceea sunt folosite uneori diferite teorii simplificate. În cadrul capitolului s-au prezentat două metode care permit obținerea valorilor pentru deplasarea, viteza și accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini cu o precizie relativ bună pentru calculele curente, metode cunoscute în literatura de specialitate ca: teoria cinematicii aproximative și teoria cinematicii elementare. S-au evidențiat de asemenea rezultatele obținute cu metoda dezvoltată de profesorul Popovici Alexandru, care presupune evaluarea coeficienților seriei Fourier corespunzători legilor de variație a lungimii de cursă, vitezei și accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare.

În cadrul capitolului am prezentat de asemenea o metodă originală de determinare a variațiilor deplasării, vitezei și accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare pe un ciclu cinematic de funcționare folosind funcții polinomiale ale căror coeficienți au fost determinați cu metoda celor mai mici pătrate, valorile lor depinzând numai de valorile dimensiunilor elementelor geometrice ale unității de pompare. Algoritmul de calcul dezvoltat în cadrul metodei l-am transpus într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple. Simulările realizate au evidențiat o foarte bună concordanță între rezultatele obținute cu această metodă și cele obținute cu metoda exactă de studiu, concordanță mult superioară față de cazul folosirii teoriilor cinematicii aproximative sau elementare.

Am acordat de asemenea o atenție deosebită studiului cinematicii exacte a mecanismului unităților de pompare de construcție clasică și cu schemă inversă. În acest sens, am dezvoltat o metodă de analiză și sinteză pozițională a mecanismului unităților de pompare de construcție clasică și cu schemă inversă. Am transpus metoda într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple. Am analizat astfel influența variației lungimii manivelelor, a bielelor și a balansierului asupra lungimii cursei și am dezvoltat un algoritm de calcul care permite determinarea lungimii manivelelor atunci când se impune lungimea cursei.

Am realizat de asemenea o analiză comparativă a variației accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini stabilită prin aplicarea metodei proiecției contururilor vectoriale închise și independente în cazul unităților de pompare: C-1280D-427-192, RM-1280D-427-192, M-1280D-427-192 și A-1280D-427-192 produse de firma americană Lufkin. S-a observat astfel că valorile maxime ale accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini la începutul cursei ascendente sunt mai mari în cazul unităților de pompare de construcție clasică decât în cazul celor cu schemă inversă. Pe de altă parte, valorile acestei accelerații la cursa descendentă sunt mai mari în modul în cazul unităților de pompare cu schemă inversă decât în cazul celor de construcție clasică.

3. STUDIU PRIVIND DINAMICA GARNITURII DE PRĂJINI DE POMPARE

3.1. Probleme generale privind sarcina la prăjina lustruită

Buna funcționare a instalațiilor de pompare pentru extracția petrolului poate fi apreciată, așa cum este bine cunoscut și larg aplicat în practică, în funcție de alura curbei de variație a forței la prăjina lustruită în raport cu deplasarea acesteia (*dinamograma de suprafață*). Determinarea prin calcul a dinamogramei este utilă pentru rezolvarea următoarelor probleme [26,81,82]:

- Precizarea ciclului de variație al eforturilor la proiectarea unităților de pompare;
- Constituirea unei cartoteci de dinamograme etalon pentru condițiile concrete de lucru ale sondelor din fiecare schelă care să constituie o bază de comparație cu dinamogramele ridicate cu dinamometrul pentru o diagnosticare mai precisă a funcționării echipamentului.

3.3. Simularea comportării dinamice a garniturii de prăjini de pompare în vederea ridicării dinamogramei de suprafață

Algoritmul de determinare prin calcul a dinamogramei de suprafață, prezentat la punctul 3.2, a fost transpus într-un program de calculator, folosind limbajul de programare *Maple* [63] (Anexa 6). Simulările au fost efectuate la patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268. In fig. 3.5 este prezentată echiparea sondei Colibași 256. Sonda are o adâncime de 2240 m. Componența garniturii de prăjini de pompare este următoarea: primul tronson de 480 m are prăjini de 1 in; al doilea tronson de 480 m are prăjini de 7/8 in, al treilea tronson de 1280 m are prăjini de 3/4 in.



Fig. 3.5. Echiparea sondei Colibași 256.

Coloana de țevi de extracție are următoarea componență: primul tronson de 1000 m are țevi de extracție de $3\frac{1}{2}$ in, al doilea tronson de 1240 m are țevi de extracție de 2,875 in. Pompa de extracție folosită este de tipul 25-125-RHTC-20-4-0-0, diametrul pistonului fiind de 1,25 in (31,75 mm). Sonda este deservită de o unitate de pompare C-640D-365-144 produsă de firma Vulcan S.A. Valorile dimensiunilor elementelor unității de pompare C-640D-365-144 sunt cele precizate în tabelul 2.1. Turația de lucru a manivelelor este: $n_1 = 4,71$ rot/min.

In fig. 3.10 este reprezentată curba de variație a forței *F* la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă φ pe întreg ciclul cinematic, începând cu valoarea acestuia corespunzătoare începutului cursei ascendente, iar în fig. 3.11 este prezentată dinamograma de suprafață (în fig. 3.11,*a* forța la prăjina lustruită este exprimată în [N] și deplasarea acesteia în [m], iar în fig. 3.11,*b* forța la prăjina lustruită este exprimată în [lbs] (1 lbs=4,4482 N) și deplasarea acesteia în [in] – fig. 3.11,*b* este utilă pentru compararea rezultatelor cu cele obținute din înregistrările ecometrice).







Fig. 3.11. Dinamograma de suprafață în cazul instalației de pompare de la sonda Colibași 256.

In fig. 3.12 este prezentată echiparea sondei Colibași 263. Sonda are o adâncime de 2156 m. Componența garniturii de prăjini de pompare este următoarea: primul tronson de 396 m are prăjini de 1 in; al doilea tronson de 457 m are prăjini de 7/8 in, al treilea tronson de 1303 m are prăjini de 3/4 in. Coloana de țevi de extracție are următoarea componență: primul tronson de 1000 m are țevi de extracție de 3½ in și al doilea tronson de 1156 m are țevi de extracție de 2,875 in. Pompa de extracție folosită este de tipul 25-125-RHAC-20-4-0-0, diametrul pistonului fiind de 1,25 in (31,75 mm). Sonda este deservită tot de o unitate de pompare C-640D-365-144 produsă de firma Vulcan S.A. Turația de lucru a manivelelor este: $n_1 = 5,48$ rot/min.



Fig. 3.12. Echiparea sondei Colibași 263.

In fig. 3.17 este reprezentată curba de variație a forței *F* la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă φ pe întreg ciclul cinematic, începând cu valoarea acestuia corespunzătoare începutului cursei ascendente, iar în fig. 3.18 este prezentată dinamograma de suprafață (în fig. 3.18,*a* forța la prăjina lustruită este exprimată în [N] și deplasarea acesteia în [m], iar în fig. 3.18,*b* forța la prăjina lustruită este exprimată în [lbs] (1 lbs=4,4482 N) și deplasarea acesteia în [in] – fig. 3.18,*b* este utilă pentru compararea rezultatelor cu cele obținute din înregistrările ecometrice).



Fig. 3.17. Variația forței la prăjina lustruită în cazul instalației de pompare de la sonda Colibași 263.



Fig. 3.18. Dinamograma de suprafață în cazul instalației de pompare de la sonda Colibași 263.

In fig. 3.19 este prezentată echiparea sondei Boldești 857. Sonda are o adâncime de 1790 m. Componența garniturii de prăjini de pompare este următoarea: primul tronson de 571 m are prăjini de 7/8 in, al doilea tronson de 1219 m are prăjini de 3/4 in. Coloana de țevi de extracție are următoarea componență: primul tronson de 1680 m are țevi de extracție de 2,875 in, al doilea tronson de 110 m are țevi de extracție de 2,375 in. Pompa de extracție folosită este de tipul 25-125-RHAC-12-4-0-0, diametrul pistonului fiind de 1,25 in (31,75 mm). Sonda este deservită de o unitate de pompare C-320D-256-100, dimensiunile elementelor mecanismului unității de pompare având valorile precizate în tabelul 3.1. Turația de lucru a manivelelor este $n_1 = 5$ rot/min.

UP	<i>OA</i> [m]	<i>AB</i> [m]	<i>BC</i> [m]	<i>CD</i> [m]	<i>x</i> _C [m]	<i>y</i> _C [m]
C-320D-256-100	0,84	3,35	2,82	3,28	2,82	3,45

Tabelul 3.1. Elementele geometrice și cursa unității de pompare C-320D-256-100



Fig. 3.19. Echiparea sondei Boldești 857.

In fig. 3.24 este reprezentată curba de variație a forței *F* la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă φ pe întreg ciclul cinematic, începând cu valoarea acestuia corespunzătoare începutului cursei ascendente, iar în fig. 3.25 este prezentată dinamograma de suprafață.



Fig. 3.24. Variația forței la prăjina lustruită în cazul instalației de pompare de la sonda Boldești 857.



Fig. 3.25. Dinamograma de suprafață în cazul instalației de pompare de la sonda Boldești 857.

Se analizează în continuare cazul sondei Tazlău 268. Echiparea sondei este prezentată în figura 3.26.



Fig. 3.26. Echiparea sondei Tazlău 268.

Sonda are o adâncime de 1025 m. Componența garniturii de prăjini de pompare este următoarea: primul tronson de 436 m are prăjini de 7/8 in, iar al doilea tronson de 589 m are prăjini de 3/4 in. Coloana de țevi de extracție are următoarea componență: primul tronson de 918 m are țevi de extracție de 3,5 in, iar al doilea tronson de 104 m are țevi de extracție de 2,875 in. Pompa de extracție folosită este de tipul 25-175-RHBC-12-3-0-0, diametrul pistonului fiind de1,75 in (44,45 mm). Sonda este deservită tot de o unitate de pompare C-1280D-427-192. Dimensiunile elementelor mecanismului unității de pompare (fig.2.6) au valorile precizate în tabelul 3.2 (lungimea manivelelor a fost fixată la valoarea 1,02 m pentru a asigura cursa de 144 in (3,6576 m). Turația de lucru a manivelelor este: $n_1 = 6,5$ rot/min.

Tabelul 3.2. Elementele geometrice și cursa unității de pompare C-1280D-427-192

UP	<i>OA</i> [m]	<i>AB</i> [m]	<i>BC</i> [m]	<i>CD</i> [m]	<i>x</i> _C [m]	<i>y</i> _C [m]
C-1280D-427-192	1,02	4,382	3,05	5,334	3,05	4,458

In fig. 3.31 este reprezentată curba de variație a forței F la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă φ pe întreg ciclul cinematic, începând cu valoarea acestuia corespunzătoare începutului cursei ascendente.



Fig. 3.31. Variația forței la prăjina lustruită în cazul instalației de pompare de la sonda Tazlău 268.

In figura 3.32 este prezentată dinamograma de suprafață (în fig. 3.32,*a* forța la prăjina lustruită este exprimată în [N] și deplasarea acesteia în [m], iar în fig. 3.32,*b* forța la prăjina lustruită este exprimată în [lbs] (1 lbs=4,4482 N) și deplasarea acesteia în [in] – fig. 3.32,*b* este utilă pentru compararea rezultatelor cu cele obținute din înregistrările ecometrice).



Fig. 3.32. Dinamograma de suprafață în cazul instalației de pompare de la sonda Tazlău 268.

3.4. Concluzii

Alura curbei de variație a forței la prăjina lustruită în raport cu deplasarea acesteia, denumită dinamogramă de suprafață, este utilizată pentru evaluarea funcționării instalațiilor de pompare cu prăjini. Ridicate în condiții de șantier acestea pot oferi indicații importante privind unele particularități ale sondei sau unele probleme de funcționare ale instalației de pompare: lipsă de nivel a lichidului la pompă și gaze puține, gaze la pompă care sunt comprimate la începutul cursei descendente, ruperea prăjinilor de pompare, gripări etc.

Determinarea prin calcul a dinamogramei este deosebit de utilă pentru studiul dinamicii mecanismului unității de pompare care deservește instalația, în vederea determinării variației momentului motor la arborele manivelelor și a încărcării lagărelor.

În cadrul capitolului s-a prezentat determinarea prin calcul a dinamogramei de suprafață pentru

cele patru faze de bază ale ciclului de funcționare al instalației de pompare cu prăjini: perioada de deformare inițială a prăjinilor de pompare și țevilor de extracție la cursa ascendentă, perioada corespunzătoare cursei ascendente a garniturii de prăjini, după deformarea inițială, perioada de deformare inițială a prăjinilor de pompare și țevilor de extracție la cursa descendentă și perioada corespunzătoare cursei descendente a garniturii de prăjini. Am prezentat de asemenea modul de ridicare a dinamogramei prin șase puncte utilă la proiectarea unităților de pompare, care urmează a fi folosite într-o mare varietate de condiții, atunci când nu se pune problema evidențierii particularităților specifice unei sonde date.

Am transpus algoritmul de determinare prin calcul a dinamogramei de suprafață și a dinamogramei prin șase puncte într-un program de calculator, folosind mediul de programare Maple. Simulările le-am efectuat în cazul a patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268. În fiecare din cazurile analizate am prezentat componența garniturii de prăjini de pompare, componența coloanei de țevi de extracție, tipul pompei de extracție și dimensiunile elementelor unității de pompare care deservește instalația. Folosind programele de calculator pe care le-am dezvoltat în cadrul capitolului al doilea am determinat în fiecare situație analizată unghiurile de manivelă corespunzătoare începutului cursei ascendente și descendente, precum și variația pe ciclul cinematic a vitezei și a accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare. În urma simulărilor pe care le-am efectuat am obținut curbele de variație ale forței la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă pentru cele patru faze ale ciclului de funcționare în cazul instalației care deservește fiecare sondă în parte, precum și dinamograma de suprafață pentru fiecare caz. Validarea rezultatelor obținute în urma simulărilor prin compararea acestora cu rezultatele măsurătorilor ecometrice efectuate la fiecare din sondele analizate se va prezenta în capitolul cinci al tezei.

4. STUDIUL COMPORTĂRII DINAMICE A UNITĂȚILOR DE POMPARE CU BALANSIER

4.2. Stabilirea legii de variație a momentului motor la arborele manivelelor

Una din modalitățile de determinare a cuplului motor necesar pentru acționarea mecanismelor care îndeplinesc anumite funcții în cadrul utilajelor și instalațiilor utilizate în diferite activități industriale, frecvent folosită în literatura de specialitate [2,3,68,98,112], se bazează pe exprimarea echilibrului dinamic în puteri datorate tuturor forțelor și cuplurilor exterioare și de inerție care acționează asupra elementelor mecanismului. În fig. 4.2, C_1, C_2 și C_3 sunt centrele de masă ale manivelelor, bielelor, respectiv al balansierului; m_{CGR} este masa contragreutăților de echilibrare rotativă; m_{CGO} este masa contragreutăților de echilibrare oscilantă (dacă unitatea are o astfel de echilibrare); m_{L1} este masa lagărelor de legătură dintre manivele și biele; m_{L2} este masa lagărului sferic; m_{tr} este masa traversei egalizatoare; m_{CB} este masa capului balansier.



Fig. 4.2. Schema cinematică folosită la calcul cuplului motor la arborele manivelelor.

Din exprimarea echilibrului dinamic în puteri datorate tuturor forțelor și cuplurilor exterioare și de inerție care acționează asupra mecanismului unei unități de pompare cu balansier de construcție clasică, momentul motor la arborele manivelelor M_m se poate determina cu următoarea relație [112]:

$$\overline{M}_{m} \cdot \overline{\omega}_{1} + \sum_{j=1}^{3} \overline{G}_{j} \cdot \overline{v}_{C_{j}} + \overline{G}_{CGR} \cdot \overline{v}_{A'} + \overline{G}_{CGO} \cdot \overline{v}_{B'} + \overline{G}_{L1} \cdot \overline{v}_{A} + (\overline{G}_{L2} + \overline{G}_{tr}) \cdot \overline{v}_{B} + \overline{G}_{CB} \cdot \overline{v}_{D} + \\
+ \sum_{j=1}^{3} (\overline{F}_{ij} \cdot \overline{v}_{C_{j}} + \overline{M}_{ij} \cdot \overline{\omega}_{j}) + \overline{F}_{iCGR} \cdot \overline{v}_{A'} + \overline{F}_{iCGO} \cdot \overline{v}_{B'} + \overline{F}_{iL1} \cdot \overline{v}_{A} + \\
+ (\overline{F}_{iL2} + \overline{F}_{ir}) \cdot \overline{v}_{B} + \overline{F}_{iCB} \cdot \overline{v}_{D} + \overline{F} \cdot \overline{v}_{D} = 0$$
(4.1)

în care:

- ω₁ este viteza unghiulară a manivelelor care se va considera constantă având în vedere faptul că în cazul acționării unităților de pompare cu motoare electrice asincrone, caz foarte răspândit, variațiile acesteia pot fi neglijate;
- $\overline{G}_j = m_j \cdot \overline{g}; j = \overline{1,3}$, unde: m_1, m_2 și m_3 sunt masele manivelelor, bielelor, respectiv a balansierului, iar \overline{g} este vectorul accelerației gravitaționale care are aceeași direcție cu axa (Oy), dar sens contrar acesteia;
- \overline{v}_{C_j} ; j = 1,3, sunt vitezele centrelor de masă ale manivelelor, bielelor, respectiv al balansierului;
- $\overline{G}_{CGR} = m_{CGR} \cdot \overline{g}$, unde m_{CGR} este masa contragreutăților de echilibrare rotativă; $\overline{v}_{A'}$ este viteza punctului de pe manivele în care se concentrează masa contragreutăților de echilibrare rotativă (OA' (fig. 4.2) este distanța de la arborele manivelelor la punctul de fixare a contragreutăților de echilibrare rotativă);
- $\overline{G}_{CGO} = m_{CGO} \cdot \overline{g}$, unde m_{CGO} este masa contragreutăților de echilibrare oscilantă (dacă unitatea are o astfel de echilibrare);
- $\overline{v}_{B'}$ este viteza punctului de pe balansier în care se concentrează masa contragreutăților de echilibrare oscilantă;
- $\overline{G}_{L1} = m_{L1} \cdot \overline{g}$; $\overline{G}_{L2} = m_{L2} \cdot \overline{g}$; $\overline{G}_{ir} = m_{ir} \cdot \overline{g}$; $\overline{G}_{CB} = m_{CB} \cdot \overline{g}$; $\overline{F}_{ij} = -m_j \cdot \overline{a}_{C_j}$; $j = \overline{1,3}$, sunt forțele de inerție corespunzătoare manivelelor, bielelor și balansierului, unde \overline{a}_{C_j} ; $j = \overline{1,3}$, sunt accelerațiile centrelor de masă ale acestora;

- $\overline{M}_{ij} = -J_{Cj} \cdot \overline{\varepsilon}_j; j = \overline{1,3}$, sunt momentele de inerție corespunzătoare manivelelor, bielelor și balansierului, unde:
- J_{C_j} ; $j = \overline{1,3}$, reprezintă momentele de inerție masice ale acestora, calculate în raport cu axele ce trec prin centrele de masă ale elementelor și sunt perpendiculare pe planul de mișcare al mecanismului unității de pompare;
- $\overline{\varepsilon}_i$; $j = \overline{1,3}$, sunt accelerațiile unghiulare ale manivelelor, bielelor și balansierului;
- $\overline{F}_{iCGR} = -m_{CGR} \cdot \overline{a}_{A'}$, unde $\overline{a}_{A'}$ este accelerația punctului de pe manivele în care se concentrează masa contragreutăților de echilibrare rotativă;
- $\overline{F}_{iCGO} = -m_{CGO} \cdot \overline{a}_{B'}$, unde $\overline{a}_{B'}$ este accelerația punctului de pe balansier în care se concentrează masa contragreutăților de echilibrare oscilantă;
- $\overline{F}_{iL1} = -m_{L1} \cdot \overline{a}_A$, unde \overline{a}_A este accelerația punctului A; $\overline{F}_{iL2} = -m_{L2} \cdot \overline{a}_B$, unde \overline{a}_B este accelerația punctului B; $\overline{F}_{irr} = -m_{rr} \cdot \overline{a}_B$; $\overline{F}_{iCB} = -m_{CB} \cdot \overline{a}_D$, unde \overline{a}_D este accelerația punctului D de suspendare a garniturii de prăjini; F este forța la prăjina lustruită.

Pornind de la relația (4.1) se poate evidenția influența tuturor componentelor care intervin în calculul momentului motor la arborele manivelelor: greutatea elementelor mecanismului unității de pompare și a contragreutăților de echilibrare, forța la prăjina lustruită și torsorul forțelor de inerție [112]:

$$M_{m} = M_{m}^{g} + M_{m}^{f_{i}} + M_{m}^{m_{i}} + M_{m}^{f}$$
(4.2)

în care: M_m^g este componenta datorată greutății elementelor mecanismului unității de pompare și a contragreutăților de echilibrare, având următoarea expresie:

$$M_{m}^{g} = -\frac{1}{\omega_{1}} \cdot \left(\sum_{j=1}^{3} \overline{G}_{j} \cdot \overline{v}_{C_{j}} + \overline{G}_{CGR} \cdot \overline{v}_{A'} + \overline{G}_{CGO} \cdot \overline{v}_{B'} + \overline{G}_{L1} \cdot \overline{v}_{A} + (\overline{G}_{L2} + \overline{G}_{tr}) \cdot \overline{v}_{B} + \overline{G}_{CB} \cdot \overline{v}_{D} \right)$$
(4.3)

 $M_m^{f_i}$ și $M_m^{m_i}$ sunt componentele datorate torsorului forțelor de inerție:

$$M_{m}^{f_{i}} = -\frac{1}{\omega_{1}} \cdot \left(\sum_{j=1}^{3} \overline{F}_{ij} \cdot \overline{v}_{C_{j}} + \overline{F}_{iCGR} \cdot \overline{v}_{A'} + \overline{F}_{iCGO} \cdot \overline{v}_{B'} + \overline{F}_{iL1} \cdot \overline{v}_{A} + (\overline{F}_{iL2} + \overline{F}_{itr}) \cdot \overline{v}_{B} + \overline{F}_{iCB} \cdot \overline{v}_{D} \right)$$
(4.4)

$$M_m^{m_i} = -\frac{1}{\omega_1} \cdot \sum_{j=1}^3 \overline{M}_{ij} \cdot \overline{\omega}_j$$
(4.5)

 M_m^f este componenta datorată forței la prăjina lustruită:

$$M_m^f = -\frac{1}{\omega_1} \cdot \overline{F} \cdot \overline{\nu}_D \tag{4.6}$$

Relațiile de calcul prezentate au fost utilizate pentru dezvoltarea unui program de calculator folosind mediul de programare *Maple* [63] (Anexa 7). Parametrii cinematici care intervin în relațiile de calcul au fost determinați cu teoria cinematicii exacte, prin utilizarea metodei *proiecției contururilor vectoriale închise și independente* [4].

In figura 4.3 se prezintă variația momentului motor M_m la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic de funcționare (începând cu unghiul corespunzător începutului cursei ascendente a garniturii de prăjini) în cazul unității de pompare care deservește sonda Colibași 256, a cărei echipare s-a prezentat la punctul 3.3 (în fig. 4.3,*a* momentul motor este exprimat în [Nm], iar în fig. 4.3,*b* momentul motor este exprimat în [kin·lbs] (1 in·lbs = =0,11298 Nm) – fig. 4.3,*b* este utilă pentru compararea rezultatelor cu cele obținute din înregistrările ecometrice).

Curba de variație a forței *F* la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă φ_1 pe întreg ciclul cinematic, începând cu valoarea acestuia corespunzătoare începutului cursei ascendente este reprezentată în fig. 3.10.

Sonda este deservită de o unitate de pompare C-640D-365-144 pentru care se cunosc următoarele elemente:

- dimensiunile elementelor mecanismului unității de pompare sunt prezentate în tabelul 2.1;
- valoarea totală a maselor de echilibrare rotativă: m_{CGR} = 4808 kg;
- masa liniara a manivelelor: 722 kg/m;
- masa liniara a bielelor: 34 kg/m;
- masa liniara a balansierului: 300 kg/m;
- masa articulațiilor sferice dintre manivele si biele: m_{L1}=88 kg;
- masa lagărului sferic dintre biele si balansier (lagărul egalizator): m_{L2}=169 kg;
- masa traversei egalizatoare: $m_{tr} = 580 \text{ kg}$;
- masa capului balansier: $m_{CB} = 840 \text{ kg}$;
- turația de lucru a manivelelor: $n_1 = 4,71$ rot/min.



Fig. 4.3. Variația pe ciclul cinematic a momentului motor M_m la arborele manivelelor în cazul unității de pompare care deservește sonda Colibași 256.

In figura 4.9 se prezintă variația momentului motor M_m la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic de funcționare (începând cu unghiul corespunzător începutului cursei ascendente a garniturii de prăjini) în cazul unității de pompare care deservește sonda Colibași 263, a cărei echipare s-a prezentat la punctul 3.3. Curba de variație a forței *F* la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă φ_1 pe întreg ciclul cinematic, începând cu valoarea acestuia corespunzătoare începutului cursei ascendente este reprezentată în fig. 3.17. Sonda este deservită tot de o unitate de pompare C-640D-365-144. In fig. 4.9,*a* momentul motor este exprimat în [Nm], iar în fig. 4.9,*b* momentul motor este exprimat în [kin·lbs] (1 in·lbs=0,11298 Nm) – fig. 4.9,*b* este utilă pentru compararea rezultatelor cu cele obținute din înregistrările ecometrice.



Fig. 4.9. Variația pe ciclul cinematic a momentului motor M_m la arborele manivelelor în cazul unității de pompare care deservește sonda Colibași 263.

In fig. 4.15 se prezintă variația momentului motor M_m la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic de funcționare (începând cu unghiul corespunzător începutului cursei ascendente a garniturii de prăjini) în cazul unității de pompare care deservește sonda Boldești 857, a cărei echipare s-a prezentat la punctul 3.3. Curba de variație a forței *F* la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă φ_1 pe întreg ciclul cinematic, începând cu valoarea acestuia corespunzătoare începutului cursei ascendente este reprezentată în fig. 3.24. Sonda este deservită de o unitate de pompare C-320D-256-100 pentru care se cunosc următoarele elemente:

- dimensiunile elementelor mecanismului unității de pompare prezentate în tabelul 3.1;
- valoarea totală a maselor de echilibrare rotativă: m_{CGR}=1880 kg;
- masa liniara a manivelelor: 567 kg/m;
- masa liniara a bielelor: 26 kg/m;
- masa liniara a balansierului: 217,5 kg/m;
- masa articulațiilor sferice dintre manivele si biele: m_{L1}=55 kg;
- masa lagărului sferic dintre biele si balansier (lagărul egalizator): m_{L2}=125 kg;
- masa traversei egalizatoare: $m_{tr} = 420 \text{ kg}$;
- masa capului balansier: $m_{CB} = 443 \text{ kg}$;
- turația de lucru a manivelelor: $n_1 = 5 \text{ rot/min}$.



Fig. 4.15. Variația pe ciclul cinematic a momentului motor M_m la arborele manivelelor în cazul unității de pompare care deservește sonda Boldești 857.

In fig. 4.21 se prezintă variația momentului motor M_m la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic de funcționare (începând cu unghiul corespunzător începutului cursei ascendente a garniturii de prăjini) în cazul unității de pompare care deservește sonda Tazlău 268, a cărei echipare s-a prezentat la punctul 3.3.

Curba de variație a forței *F* la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă ϕ_1 pe întreg ciclul cinematic, începând cu valoarea acestuia corespunzătoare începutului cursei ascendente este reprezentată în fig. 3.31.

Sonda este deservită de o unitate de pompare C-1280D-427-192 pentru care se cunosc următoarele elemente:

- dimensiunile elementelor mecanismului unității de pompare prezentate în tabelul 3.2;
- valoarea totală a maselor de echilibrare rotativă: m_{CGR}=4400 kg;
- masa liniara a manivelelor: 722 kg/m;
- masa liniara a bielelor: 52 kg/m;
- masa liniara a balansierului: 368 kg/m;
- masa articulațiilor sferice dintre manivele si biele: m_{L1}=107 kg;
- masa lagărului sferic dintre biele si balansier (lagărul egalizator): m_{L2}=272 kg;
- masa traversei egalizatoare: $m_{tr} = 710 \text{ kg}$;
- masa capului balansier: $m_{CB} = 1159 \text{ kg}$;
- turația de lucru a manivelelor: $n_1 = 6.5$ rot/min.



Fig. 4.21. Variația pe ciclul cinematic a momentului motor M_m la arborele manivelelor în cazul unității de pompare care deservește sonda Tazlău 268.

Pentru exploatarea rațională a instalațiilor de pompare cu prăjini, în vederea evitării oscilațiilor excesive ale garniturii de prăjini și oboseala prematură a acestora, se recomandă regimul static de pompare [81,82]. Pentru ca instalația de pompare să funcționeze în regim static, în practică se utilizează pentru determinarea valorii maxime admisibile a vitezei unghiulare ω_1 a manivelelor conditia [81]:

$$\omega_1 < \frac{2000...2300}{H} [rad/s]$$
 (4.7)

unde *H* este adâncimea de fixare a pompei.

In cazul mai înainte analizat al sondei Colibași 256, pentru care H=2240 m, aplicând relația (4.7) rezultă: $\omega_1 < 0.9$ rad/s, sau folosind turația manivelelor rezultă: $n_1 < 8.6$ rot/min.

Se prezintă, în continuare, rezultatele obținute pentru variația pe un ciclu cinematic de funcționare (începând cu unghiul corespunzător începutului cursei ascendente a garniturii de prăjini) a momentului motor M_m la arborele manivelelor și a componentelor acestuia: $M_m^g, M_m^{f_i}, M_m^{m_i}$ și M_m^f pentru cazul în care $n_1 = 8 \operatorname{rot/min}$ (regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static). In fig. 4.27 se prezintă graficul de variație al forței F la prăjina lustruită pe un ciclu cinematic de funcționare obținut prin rularea programului prezentat la punctul 3.3, iar în figura 4.28 este prezentat graficul de variație al momentului motor M_m la arborele manivelelor.



Fig. 4.27. Variația pe ciclul cinematic a forței F la prăjina lustruită când n_1 =8 rot/min.



Fig. 4.28. Variația pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor când n_1 =8 rot/min.

Din variația momentului motor M_m la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic de funcționare (fig. 4.28) se observă că valorile maxime ale acestuia la cursa ascendentă și descendentă au crescut față de cazul în care $n_1 = 4,71$ rot/min și nu mai sunt egale, având valoarea de $M_m^{asc} = 51379$ Nm pentru cursa ascendentă și respectiv $M_m^{desc} = 50278$ Nm pentru cursa descendentă, ceea ce demonstrează că unitatea de pompare este subechilibrată.

Programul de calculator dezvoltat pe baza metodologiei prezentate pentru calcul variației momentului motor M_m la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic de funcționare permite stabilirea prin încercări a valorii contragreutăților de echilibrare sau a poziției acestora pentru buna echilibrare a unității de pompare.

Din analiza curbelor de variație ale componentei M_m^g pentru cele două regimuri de funcționare considerate corespunzătoare valorilor turației manivelelor: $n_1 = 4,71 \text{ rot/min}$ și respectiv $n_1 = 8 \text{ rot/min}$ se constată că valoarea lui M_m^g nu este influențată de valoarea turației manivelelor, cele două curbe fiind identice.

Se poate arăta că variația pe ciclul cinematic a componentei M_m^g nu depinde de turația manivelelor. În acest scop se constată că viteza oricărui punct $M_j(x_j, y_j)$ de pe un element al mecanismului unității de pompare se poate determina derivând în raport cu timpul coordonatele care dau poziția punctului: $x_j = x_j(\varphi_1)$ și $y_j = y_j(\varphi_1)$, determinate în faza de analiză pozițională și care depind de unghiul de manivelă φ_1 [4,109]. Componentele vitezei punctului M_j pe axele reperului de referință fix (*Oxy*) (fig. 4.2) se determină cu relațiile [4]:

$$\begin{cases} \left(v_{M_{j}}\right)_{x} = v_{x} = \dot{x}_{j}(\phi_{1}) = \dot{x}(\phi_{1}) = \frac{dx}{d\phi_{1}} \cdot \frac{d\phi_{1}}{dt} = \omega_{1} \cdot \frac{dx}{d\phi_{1}} \\ \left(v_{M_{j}}\right)_{y} = v_{y} = \dot{y}_{j}(\phi_{1}) = \dot{y}(\phi_{1}) = \frac{dy}{d\phi_{1}} \cdot \frac{d\phi_{1}}{dt} = \omega_{1} \cdot \frac{dy}{d\phi_{1}} \end{cases}$$
(4.8)

Proiectând pe axele reperului de referință fix (*Oxy*) termenii care intervin în relația (4.3) de calcul a componentei M_m^g și ținând seama de relația (4.8) se obține:

$$M_{m}^{g} = \sum_{j=1}^{3} m_{j} \cdot g \cdot \frac{\mathrm{d}y_{C_{j}}}{\mathrm{d}\varphi_{1}} + m_{CGR} \cdot g \cdot \frac{\mathrm{d}y_{A'}}{\mathrm{d}\varphi_{1}} + m_{CGO} \cdot g \cdot \frac{\mathrm{d}y_{B'}}{\mathrm{d}\varphi_{1}} + m_{L1} \cdot g \cdot \frac{\mathrm{d}y_{A}}{\mathrm{d}\varphi_{1}} + (m_{L2} + m_{tr}) \cdot g \cdot \frac{\mathrm{d}y_{B}}{\mathrm{d}\varphi_{1}} + m_{CB} \cdot g \cdot \frac{\mathrm{d}y_{D}}{\mathrm{d}\varphi_{1}}$$

$$(4.9)$$

ceea ce demonstrează faptul că variația pe ciclul cinematic a componentei M_m^g nu depinde de turația manivelelor.

Din analiza graficelor de variație ale componentelor $M_m^{f_i}$ și $M_m^{m_i}$ pentru cele două cazuri considerate ($n_1 = 4,71 \text{ rot/min}$ și respectiv $n_1 = 8 \text{ rot/min}$), prezentate în figurile (4.5), (4.6) și respectiv (4.30), (4.31) se constată o creștere substanțială a valorilor componentelor torsorului

forțelor de inerție atunci când turația manivelelor este 8 rot/min, ceea ce se observă și în fig. 4.35 unde se prezintă variația pe un ciclu cinematic de funcționare a sumei componentelor $M_m^{f_i}$ și $M_m^{m_i}$ atunci când $n_1 = 8$ rot/min și unitatea de pompare este corect echilibrată și când $n_1 = 4,71$ rot/min.



Fig. 4.35. Variația pe ciclul cinematic a sumei componentelor $M_m^{f_i}$ și $M_m^{m_i}$ când n_1 =4,71 rot/min (curba *l*) și când n_1 =8 rot/min (curba 2).

Din analiza curbelor de variație ale componentei M_m^f pentru cele două regimuri de funcționare considerate corespunzătoare valorilor turației manivelelor: $n_1 = 4,71 \text{ rot/min}$ (fig. 4.7) și respectiv $n_1 = 8 \text{ rot/min}$ (fig.4.32) se observă o creștere importantă a valorii maxime a acestei componente la cursa ascendentă de la valoarea 142850 Nm la 150537 Nm odată cu creșterea turației manivelelor.

Acest lucru apare din cauza creșterii valorilor forței F_i datorată inerției prăjinilor de pompare $(F_i = ma(\varphi), \text{ unde } m \text{ este masa totală a prăjinilor, iar } a(\varphi)$ este accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini), pe de o parte, iar pe de altă parte datorită creșterii valorilor forței F_o corespunzătoare oscilațiilor garniturii de prăjini care apar la modificarea condițiilor de la faza I la faza II a ciclului de pompare.

In fig. 4.36 este prezentată variația forței F_i datorată inerției prăjinilor de pompare pe un ciclu cinematic de funcționare (începând cu unghiul $\varphi_1 = 1,528$ rad ($87,522^\circ$) corespunzător începutului cursei ascendente a garniturii de prăjini) pentru cele două regimuri de funcționare considerate, corespunzătoare valorilor turației manivelelor: $n_1 = 4,71$ rot/min (curba 1) și respectiv $n_1 = 8$ rot/min (curba 2).

Se observă o creștere substanțială a valorilor forței datorată inerției prăjinilor de pompare atunci când turația manivelelor ia valoarea 8 rot/min.



Fig. 4.36. Variația pe ciclul cinematic a forței datorată inerției prăjinilor de pompare când n_1 =4,71 rot/min (curba *I*) și când n_1 =8 rot/min (curba 2).

In fig. 4.37 se prezintă variația forței F_o corespunzătoare oscilațiilor garniturii de prăjini care apar la modificarea condițiilor de la faza I la faza II, atunci când unghiul manivelelor variază de la valoarea corespunzătoare sfârșitului fazei de deformare inițială la cursa ascendentă a garniturii de prăjini ($\phi_1 = 2,24 \operatorname{rad}(128,342^\circ)$) la valoarea corespunzătoare sfârșitului cursei ascendente ($\phi_1 = 4,604 \operatorname{rad}(263,789^\circ)$) pentru cele două regimuri de funcționare considerate, corespunzătoare valorilor turației manivelelor: $n_1 = 4,71 \operatorname{rot/min}$ (curba *I*) și respectiv $n_1 = 8 \operatorname{rot/min}$ (curba *2*). Se observă, de asemenea, o creștere a valorilor forței F_o datorată oscilațiilor garniturii de prăjini atunci când turația manivelelor ia valoarea 8 rot/min.



Fig. 4.37. Variația pe ciclul cinematic a forței corespunzătoare oscilațiilor garniturii de prăjini când $n_1=4,71$ rot/min (curba 1) și când $n_1=8$ rot/min (curba 2).

Se prezintă, în continuare, o serie de rezultate obținute pentru variația pe un ciclu cinematic de funcționare a momentului motor M_m la arborele manivelelor în cazul în care regimul de funcționare al instalației de pompare este dinamic. Sunt analizate situațiile în care: $n_1 = 10$ rot/min și $n_1 = 12$ rot/min.

In fig. 4.38 se prezintă curba de variație a forței *F* la prăjina lustruită pe un ciclu cinematic de funcționare pentru cele două cazuri, obținută prin rularea programului prezentat la punctul 3.3, iar în figura 4.39 este prezentat graficul de variație al momentului motor M_m la arborele manivelelor, începând cu unghiul corespunzător începutului cursei ascendente a garniturii de prăjini $(\phi_1 = 1,528 \operatorname{rad}(87,522^\circ)).$



Fig. 4.38. Variația pe ciclul cinematic a forței la prăjina lustruită când n_1 =10 rot/min (curba *I*) și când n_1 =12 rot/min (curba *2*).



Fig. 4.39. Variația pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor când $n_1=10$ rot/min (curba *I*) și când $n_1=12$ rot/min (curba *2*).

Din fig. 4.38 se observă că valorile maxime ale forței *F* la prăjina lustruită pe un ciclu cinematic de funcționare pentru cele două cazuri când turația manivelelor ia valoarea $n_1 = 10 \text{ rot/min}$, respectiv $n_1 = 12 \text{ rot/min}$ sunt relativ apropiate: F = 92300 N, respectiv F = 95993 N, dar mult mai mari decât în cazul real de funcționare al instalației ($n_1 = 4,71 \text{ rot/min}$) când valoarea maximă a forței la prăjina lustruită este F = 81997 N.

Din variația momentului motor M_m la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic de funcționare (fig. 4.39) se observă că valorile maxime ale acestuia la cursa ascendentă și descendentă sunt:

- pentru cazul în care $n_1 = 10 \text{ rot/min}$, valoarea maximă la cursa ascendentă este $M_m^{\text{asc}} = 58986 \text{ Nm}$, iar la cursa descendentă: $M_m^{\text{desc}} = 57672 \text{ Nm}$ (unitatea de pompare este ușor dezechilibrată, de tip *rod heavy* [95]);
- pentru cazul în care $n_1 = 12 \text{ rot/min}$, valoarea maximă la cursa ascendentă este $M_m^{\text{asc}} = 66342 \text{ Nm}$, iar la cursa descendentă: $M_m^{\text{desc}} = 65816 \text{ Nm}$ (de asemenea, și în acest caz unitatea de pompare este usor dezechilibrată, de tip *rod heavy*);

Valorile maxime ale momentului motor la arborele manivelelor pentru cele două situații analizate, corespunzătoare regimului dinamic de funcționare al instalației de pompare sunt mult mai mari decât în cele două cazuri analizate pentru regimul static:

- $n_1 = 4,71 \text{ rot/min}$, când valorile maxime la cursa ascendentă și descendentă sunt egale cu $M_m = 39992 \text{ Nm}$;

- $n_1 = 8 \operatorname{rot/min}$, când valoarea maximă la cursa ascendentă este $M_m^{\text{asc}} = 51054 \text{ Nm}$, iar la cursa descendentă: $M_m^{\text{desc}} = 50278 \text{ Nm}$.

Acest lucru se datorează creșterii însemnate a valorilor forței de inerție a prăjinilor de pompare, pe de o parte, iar pe de altă parte creșterii substanțiale a valorilor forței corespunzătoare oscilațiilor garniturii de prăjini care apar la modificarea condițiilor de la faza I la faza II a ciclului de pompare.

4.3. Studiul cinetostatic al mecanismului unităților de pompare cu balansier

Metoda de analiză cinetostatică dezvoltată în continuare se bazează pe metodologia generală dezvoltată în literatura de specialitate aferentă dinamicii mașinilor și mecanismelor [2,3], conform căreia studiul cinetostatic se realizează în cadrul grupelor cinematice Assur din componența mecanismului analizat. Transpusă într-un program de calculator, metoda permite determinarea variației pe ciclul cinematic a reacțiunilor din lagărele unităților de pompare cu balansier de

construcție clasică și evidențierea influenței diferiților parametri constructiv-funcționali (lungimile elementelor componente, valorile contragreutăților de echilibrare și a poziției acestora, viteza unghiulară a manivelelor) asupra valorilor extreme ale reacțiunilor din lagăre.

De asemenea, în dezvoltarea ecuațiilor de echilibru cinetostatic vor fi incluse și acele ecuații care permit verificarea rezultatelor obținute și ca o modalitate de verificare suplimentară se va determina și variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic care se va compara cu variația acestuia obținută folosind metodologia prezentată la punctul 4.2.

Modelul de calcul al unității de pompare de construcție clasică folosit în cadrul metodologiei de calcul cinetostatic este prezentat în fig. 4.2. Mecanismul unității de pompare are în componență o singură grupă cinematică Assur și anume diada formată din bielele 2 și balansierul 3. In fig. 4.46 sunt reprezentate încărcările elementelor din componența diadei:

- $\overline{G}_j = m_j \cdot \overline{g}; j = 2,3$, unde: m_2 și m_3 sunt masele bielelor, respectiv a balansierului, iar \overline{g} este vectorul accelerației gravitaționale care are aceeași direcție cu axa (*Oy*), dar sens contrar acesteia;
- $\overline{G}_{CGO} = m_{CGO} \cdot \overline{g}$, este forța de greutate a contragreutăților de echilibrare oscilantă (dacă unitatea are o astfel de echilibrare), a căror masă este m_{CGO} ;
- $\overline{G}_{L1} = m_{L1} \cdot \overline{g}$; (s-a considerat că doar jumătate din masa lagărelor de legătură dintre manivele și biele m_{L1} este concentrată pe biele, restul rămânând concentrată pe manivele);
- $\overline{G}_{L2} = m_{L2} \cdot \overline{g}$ (m_{L2} este masa lagărului sferic);
- $\overline{G}_{L3} = m_{L3} \cdot \overline{g}$ (m_{L3} este masa părții din lagărul central solidară cu balansierul);
- $\overline{G}_{tr} = m_{tr} \cdot \overline{g}$ (m_{tr} este masa traversei egalizatoare); $\overline{G}_{CB} = m_{CB} \cdot \overline{g}$ (m_{CB} este masa capului balansier);
- $\overline{F}_{ij} = -m_j \cdot \overline{a}_{C_j}; j = 2,3$, sunt forțele de inerție corespunzătoare bielelor și balansierului, unde $\overline{a}_{C_i}; j = 2,3$, sunt accelerațiile centrelor de masă ale acestora;
- $\overline{M}_{ij} = -J_{Cj} \cdot \overline{\varepsilon}_j; j = 2,3$, sunt momentele de inerție corespunzătoare bielelor și balansierului, unde: $J_{C_j}; j = 2,3$, reprezintă momentele de inerție masice ale acestora, calculate în raport cu axele ce trec prin centrele de masă ale elementelor și sunt perpendiculare pe planul de mișcare al mecanismului unității de pompare; $\overline{\varepsilon}_j; j = 2,3$, sunt accelerațiile unghiulare ale bielelor și balansierului;
- $\overline{F}_{iCGO} = -m_{CGO} \cdot \overline{a}_{B'}$, unde $\overline{a}_{B'}$ este accelerația punctului de pe balansier în care se concentrează masa contragreutăților de echilibrare oscilantă;
- $\overline{F}_{iL1} = -m_{L1} \cdot \overline{a}_A$, unde \overline{a}_A este accelerația punctului *A* în care este concentrată masa lagărelor de legătură dintre manivele și biele;
- $\overline{F}_{iL2} = -m_{L2} \cdot \overline{a}_B$; $\overline{F}_{irr} = -m_{tr} \cdot \overline{a}_B$, unde \overline{a}_B este accelerația punctului *B* în care este concentrată masa lagărului sferic și a traversei egalizatoare;
- $\overline{F}_{iCB} = -m_{CB} \cdot \overline{a}_D$, unde \overline{a}_D este accelerația punctului *D* de suspendare a garniturii de prăjini; *F* este forța la prăjina lustruită.

In figură sunt reprezentate de asemenea și reacțiunile din cele două articulații sferice de legătură între cele două manivele și cele două biele $(2\overline{F}_{12x}$ și $2\overline{F}_{12y})$, cât și reacțiunile din lagărul central $(\overline{F}_{03x}, \overline{F}_{03y})$.



Fig. 4.46. Schema de încărcare a diadei formată din bielele 2 și balansierul 3.

Reacțiunile \overline{F}_{12x} și \overline{F}_{12y} se determină din rezolvarea următorului sistem de ecuații obținut prin scrierea ecuațiilor de echilibru dinamic în momente pe bielele 2 și pe întreaga diadă 2-3:

$$\left(\sum M_{B}\right)_{2} = 0 \implies 2 \cdot \overline{BA} \times \left(\overline{F}_{12x} + \overline{F}_{12y}\right) + \frac{1}{2} \cdot \overline{BA} \times \left(\overline{G}_{L1} + \overline{F}_{iL1}\right) + \frac{\overline{BC_{2}}}{\overline{BC_{2}}} \times \left(\overline{G}_{2} + \overline{F}_{2}\right) + \overline{M}_{12} = 0$$

$$(4.12)$$

$$\left(\sum M_{C}\right)_{2-3} = 0 \implies 2 \cdot \overline{CA} \times \left(\overline{F}_{12x} + \overline{F}_{12y}\right) + \frac{1}{2} \cdot \overline{CA} \times \left(\overline{G}_{L1} + \overline{F}_{iL1}\right) + \overline{CC_{2}} \times \left(\overline{G}_{2} + \overline{F}_{i2}\right) + \\ + \overline{CB} \times \left(\overline{G}_{L2} + \overline{F}_{iL2} + \overline{G}_{ir} + \overline{F}_{itr}\right) + \overline{CC_{3}} \times \left(\overline{G}_{3} + \overline{F}_{i3}\right) + \\ + \overline{CB'} \times \left(\overline{G}_{CGO} + \overline{F}_{iCGO}\right) + \overline{CD} \times \left(\overline{G}_{CB} + \overline{F}_{iCB}\right) + \overline{CD} \times \overline{F} + \overline{M}_{i2} + \overline{M}_{i3} = 0$$

$$(4.13)$$

Componentele după axele Ox și Oy ale reacțiunii din lagărul sferic ($\overline{F}_{32} = -\overline{F}_{23}$) se determină din următoarele ecuații de echilibru dinamic în forțe scrise pe bielele 2:

$$\left(\sum F_{x}\right)_{2} = 0 \quad \Rightarrow \quad F_{32x} + 2 \cdot F_{12x} + \frac{1}{2} \cdot F_{iL1x} + F_{i2x} + \frac{1}{2} \cdot F_{iL2x} + F_{itrx} = 0 \tag{4.14}$$

$$\left(\sum F_{y}\right)_{2} = 0 \implies F_{32y} + 2 \cdot F_{12y} + \frac{1}{2} \cdot F_{iL1y} + F_{i2y} + \frac{1}{2} \cdot F_{iL2y} + F_{itry} - \frac{1}{2} \cdot m_{L1} \cdot g - m_{2} \cdot g - \frac{1}{2} \cdot m_{L2} \cdot g - m_{tr} \cdot g = 0$$

$$(4.15)$$

In relațiile (4.14) și (4.15) s-a considerat că masa lagărului sferic (m_{L2}) este distribuită în mod egal pe balansier și traversa egalizatoare.

Verificarea valorilor obținute pentru componentele reacțiunii \overline{F}_{32} pe axele Ox și Oy (F_{32x} și F_{32y}) se realizează cu relația de echilibru dinamic în momente pe balansier în raport cu punctul C (fig. 4.46):

$$\left(\sum M_C \right)_3 = 0 \quad \Rightarrow \quad \overline{CB} \times \left(\overline{F}_{23x} + \overline{F}_{23y} \right) + \overline{CB} \times \left(\frac{1}{2} \cdot \overline{G}_{L2} + \frac{1}{2} \cdot \overline{F}_{iL2} \right) + \overline{CC_3} \times \left(\overline{G}_3 + \overline{F}_{i3} \right) + + \overline{CB'} \times \left(\overline{G}_{CGO} + \overline{F}_{iCGO} \right) + \overline{CD} \times \left(\overline{G}_{CB} + \overline{F}_{iCB} \right) + \overline{CD} \times \overline{F} + \overline{M}_{i3} = 0$$

$$\text{de:} \quad \overline{F} = -\overline{F} \quad \text{si} \quad \overline{F} = -\overline{F}$$

$$(4.16)$$

unde: $\overline{F}_{23x} = -\overline{F}_{32x}$ și $\overline{F}_{23y} = -\overline{F}_{32y}$.

Componentele după axele Ox și Oy ale reacțiunii din lagărul central (\overline{F}_{03}) se determină din următoarele ecuații de echilibru dinamic în forțe scrise pe balansier:

$$\left(\sum F_{x}\right)_{3} = 0 \implies F_{03x} + F_{23x} + \frac{1}{2} \cdot F_{iL2x} + F_{i3x} + F_{iCBx} + F_{iCGOx} = 0$$
(4.17)

$$\left(\sum F_{y}\right)_{3} = 0 \implies F_{03y} + F_{23y} + \frac{1}{2} \cdot F_{iL2y} + F_{i3y} + F_{iCGOy} + F_{iCBy} - \frac{1}{2} \cdot m_{L2} \cdot g - m_{L3} \cdot g - m_{3} \cdot g - m_{CB} \cdot g - m_{CGO} \cdot g = 0$$

$$(4.18)$$

Verificarea valorilor obținute pentru componentele reacțiunii \overline{F}_{03} pe axele Ox și Oy (F_{03x} și F_{03y}) se realizează cu relația de echilibru dinamic în momente pe balansier în raport cu punctul *B* (fig. 4.46):

$$\left(\sum_{B} M_{B}\right)_{3} = 0 \implies \overline{BC} \times \left(\overline{F}_{03x} + \overline{F}_{03y}\right) + \overline{BC}_{3} \times \left(\overline{G}_{3} + \overline{F}_{i3}\right) + \overline{BB'} \times \left(\overline{G}_{CGO} + \overline{F}_{iCGO}\right) + \overline{BC} \times \overline{G}_{L3} + \overline{BD} \times \left(\overline{G}_{CB} + \overline{F}_{iCB}\right) + \overline{BD} \times \overline{F} + \overline{M}_{i3} = 0$$

$$(4.19)$$

In fig. 4.47 sunt reprezentate încărcările pe manivelele unității de pompare:

- $\overline{G}_1 = m_1 \cdot \overline{g}$, unde m_1 este masa manivelelor;
- $\overline{G}_{L1} = m_{L1} \cdot \overline{g}$; (s-a considerat că doar jumătate din masa lagărelor de legătură dintre manivele și biele este concentrată pe manivele, restul rămânând concentrată pe biele);
- $\overline{F}_{i1} = -m_1 \cdot \overline{a}_{C_1}$, este forța de inerție corespunzătoare manivelelor, unde \overline{a}_{C_1} este accelerația centrelor de masă ale acestora;
- $\overline{F}_{iL1} = -m_{L1} \cdot \overline{a}_A$; $\overline{G}_{CG} = m_{CG} \cdot \overline{g}$, este forța de greutate corespunzătoare contragreutăților de echilibrare rotativă;
- $\overline{F}_{iCG} = -m_{CG} \cdot \overline{a}_{A'}$, unde $\overline{a}_{A'}$ este accelerația punctului de pe manivele în care se concentrează masa contragreutăților de echilibrare rotativă.

In fig. 4.47 sunt reprezentate și reacțiunile din cele două articulații de legătură între cele două manivele și arborele de ieșire al reductorului $(2\overline{F}_{01x} \text{ și } 2\overline{F}_{01y})$, reacțiunile din cele două articulații sferice de legătură între cele două manivele și cele două biele care acționează pe manivele $(2\overline{F}_{21x} = -2\overline{F}_{12x} \text{ și } 2\overline{F}_{21y} = -2\overline{F}_{12y})$, cât și momentul motor M_m .



Fig. 4.47. Schema de încărcare a manivelelor.

Componentele după axele Ox și Oy ale reacțiunile din cele două articulații de legătură între cele două manivele și arborele de ieșire al reductorului $(2\overline{F}_{01x}, i 2\overline{F}_{01y})$ se determină din următoarele ecuații de echilibru dinamic în forțe scrise pe manivele:

$$\left(\sum F_{x}\right)_{1} = 0 \implies 2 \cdot F_{01x} + 2 \cdot F_{21x} + \frac{1}{2} \cdot F_{iL1x} + F_{i1x} + F_{iCGx} = 0$$
(4.20)

$$\left(\sum F_{y}\right)_{1} = 0 \implies 2 \cdot F_{01y} + 2 \cdot F_{21y} + \frac{1}{2} \cdot F_{iL1y} + F_{i1y} + F_{iCGy} - \frac{1}{2} \cdot m_{L1} \cdot g - m_{1} \cdot g - m_{CG} \cdot g = 0$$

$$(4.21)$$

In continuare, se va determina momentul motor la arborele manivelelor dintr-o ecuație de echilibru dinamic în momente în raport cu punctul O (fig. 4.47), variația acestuia pe un ciclu cinematic urmând a se compara apoi cu variația obținută folosind metodologia prezentată la punctul 4.2:

$$\left(\sum M_{O}\right)_{1} = 0 \quad \Rightarrow \quad \overline{M}_{m} + 2 \cdot \overline{OA} \times \left(\overline{F}_{21x} + \overline{F}_{21y}\right) + \frac{1}{2} \cdot \overline{OA} \times \left(\overline{G}_{L1} + \overline{F}_{iL1}\right) + \\ + \overline{OC}_{1} \times \left(\overline{G}_{1} + \overline{F}_{i1}\right) + \overline{OA'} \times \left(\overline{G}_{CG} + \overline{F}_{iCG}\right) = 0$$

$$(4.22)$$

Verificarea valorilor obținute pentru componentele reacțiunii F_{01} pe axele Ox și Oy (F_{01x} și F_{01y}) se realizează cu relația de echilibru dinamic în momente pe manivele în raport cu punctul A (fig. 4.47):

$$\left(\sum M_A \right)_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad 2 \cdot \overline{AO} \times \left(\overline{F}_{01x} + \overline{F}_{01y} \right) + \overline{AC_1} \times \left(\overline{G}_1 + \overline{F}_{i1} \right) + \\ + \overline{AA'} \times \left(\overline{G}_{CG} + \overline{F}_{iCG} \right) + \overline{M}_m = 0$$

$$(4.23)$$

Metodologia de studiu cinetostatic a mecanismului unității de pompare de construcție clasică a fost transpusă într-un program de calculator folosind limbajul de programare simbolică *Maple* (Anexa 7).

Se prezintă în continuare o serie de rezultate ale simulărilor efectuate pe unitatea de pompare C-640D-365-144 care deservește sonda Colibași 256. Dimensiunile și masele tuturor componentelor acestei unități de pompare au fost prezentate la punctul 4.2. Turația de lucru a manivelelor este $n_1 = 4,71$ rot/min. Variația forței *F* la prăjina lustruită pe un ciclu cinematic de funcționare este prezentată în fig. 3.10.

Din rularea programului s-a determinat variația pe un ciclu cinematic de funcționare (începând cu unghiul $\phi_1 = 1,528 \operatorname{rad}(87,522^\circ)$ corespunzător începutului cursei ascendente a garniturii de prăjini) a componentelor reacțiunilor din lagăre pe direcțiile sistemului de coordonate *Oxy*: F_{01x} , F_{01y} , F_{12x} , F_{12y} , F_{23x} , F_{23y} , F_{03x} . F_{03y} (fig. 4.49 ÷ 4.56).



Fig. 4.49. Variația pe ciclul cinematic a reacțiunii F_{01x} .



Fig. 4.50. Variația pe ciclul cinematic a reacțiunii F_{01v} .











Fig. 4.53. Variația pe ciclul cinematic a reacțiunii F_{23x} .







Fig. 4.56. Variația pe ciclul cinematic a reacțiunii F_{03y} .

În cadrul programului de calculator au fost introduse și cele trei ecuații de echilibru dinamic în momente: $(\sum M_c)_3 = 0$. relația (4.16), $(\sum M_B)_3 = 0$ relația (4.19) și $(\sum M_A)_1 = 0$ relația (4.23), folosite ca o modalitate de verificare a rezultatelor obținute în calculul cinetostatic, rezultatele simulărilor fiind prezentate în figurile 4.69 ÷ 4.71.

Ca o modalitate suplimentară de verificare s-a determinat și variația pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor care apoi s-a comparat cu variația acestuia obținută aplicând metodologia prezentată la punctul 4.2 (fig.4.3), diferențele înregistrate notate cu ΔM_m sunt reprezentate în fig. 4.72.



Fig. 4.69. Verificarea condiției de echilibru dinamic $(\sum M_C)_3 = 0$ pe ciclul cinematic.



Fig. 4.70. Verificarea condiției de echilibru dinamic $(\sum M_B)_3 = 0$ pe ciclul cinematic.



Fig. 4.71. Verificarea condiției de echilibru dinamic $(\sum M_A)_i = 0$ pe ciclul cinematic.



Fig. 4.72. Variația lui ΔM_m pe ciclul cinematic.

4.4. Optimizarea constructiv-funcțională a unităților de pompare cu balansier

In cadrul acestui subcapitol sunt prezentate o serie de rezultate privind alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unităților de pompare cu balansier de construcție clasică atunci când sunt impuse anumite condiții pentru valorile sau variația unor parametri cinematici și dinamici în timpul funcționării acestora.

O primă problemă analizată a fost cea a alegerii optime a dimensiunilor elementelor componente atunci când se impune reducerea cu un anumit procent a valorilor extreme ale accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare, în condițiile menținerii nemodificate a lungimii cursei. În dezvoltarea algoritmului de calcul s-au folosit relațiile prezentate la §2.4 pentru analiza cinematicii exacte a unităților de pompare cu balansier pentru cursă relațiile $2.19 \div 2.25$, iar pentru viteza și accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare relațiile $2.27 \div 2.33$. Algoritmul de calcul a fost transpus într-un program de calculator folosind limbajul de programare *Maple* (Anexa 8). Pentru rezolvarea problemei de optimizare propuse s-a folosit funcția *NLPSolve* inclusă în pachetul *Optimization* din programul *Maple* [63].

Sunt prezentate în continuare o serie de rezultate ale simulărilor efectuate pe unitatea de pompare C 640D-365-144 (produsă de Vulcan S.A.). Modelul de calcul al unității de pompare de construcție clasică folosit în dezvoltarea metodologiei de optimizare este prezentat în fig. 4.2. Elementele geometrice ale acestei unități de pompare sunt prezentate în tabelul 2.1.

Pentru aceste valori cursa la punctul de suspendare al garniturii de prăjini este de 3,6576 m, valoarea unghiului de manivelă corespunzător începutului cursei ascendente este de 1,522 rad (87,2°), iar unghiul de manivelă corespunzător începutului cursei descendente are valoarea 4,615 rad (264,4°). In fig. 4.84 este prezentată curba de variație pe ciclul cinematic pentru a_D/ω_1^2 începând cu unghiul de manivelă corespunzător începutului cursei ascendente (a_D este accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare, iar ω_1 este viteza unghiulară a manivelelor). Valorile extreme pentru a_D/ω_1^2 sunt: -1,6 m la $\varphi_1 = 4,15$ rad și 2,58 m la $\varphi_1 = 7,65$ rad.



Fig. 4.84. Variația pe ciclul cinematic pentru a_D / ω_1^2 în cazul unității de pompare C 640D-365-144 produsă de Vulcan S.A.

In aplicarea funcției *NLPSolve* s-a urmărit determinarea dimensiunilor elementelor componente ale unității de pompare analizate $(l_1, l_2, l_3, l_{3p}, x_c \text{ şi } y_c)$ care conduc la minimizarea următoarei funcții:

$$F_{acc}(l_1, l_2, l_3, l_{3p}, x_C, y_C) = \left(\left(\frac{a_D}{\omega_1^2} \right)_{\varphi_1 = 7.65} - k_1 \right)^2 + \left(\left(\frac{a_D}{\omega_1^2} \right)_{\varphi_1 = 4.15} - k_2 \right)^2$$
(4.30)

Urmărind ca prin minimizarea funcției F_{acc} să se reducă valorile extreme pentru a_D/ω_1^2 cu 20% în valoare absolută se aleg pentru k_1 și k_2 următoarele valori: $k_1 = 0.8 \cdot 2.58$ și $k_2 = 0.8 \cdot (-1.6)$. În aplicarea funcției *NLPSolve* s-a impus condiția ca valorile dimensiunilor elementelor componente ale unității de pompare analizate să poată varia cu ±15% din valorile inițiale ale acestora. S-a impus de asemenea menținerea nemodificată a lungimii cursei și condiția ca soluția problemei să verifice condiția *Grashof* [4]:

$$l_{\min} + l_{\max} \le p \tag{4.31}$$

în care:

$$p = \frac{l_1 + l_2 + l_3 + l_0}{2} \tag{4.32}$$

unde: $l_0 = \sqrt{x_c^2 + y_c^2}$, iar l_{\min} și l_{\max} reprezintă valoarea minimă, respectiv maximă dintre l_1 , l_2 , l_3 și l_0 . Dimensiunile elementelor componente rezultate în urma rulării programului de calculator au următoarele valori: $l_1 = 1,191$ m; $l_2 = 4,278$ m; $l_3 = 3,257$ m; $l_{3p} = 4,885$ m; $x_c = 3,507$ m; $y_c = 3,964$ m. In fig. 4.85 sunt prezentate curbele de variație ale deplasării s_D la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale și când au valorile obținute în urma optimizării.



Fig. 4.85. Variația pe ciclul cinematic pentru s_D când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale (curba I) și când au valorile obținute în urma optimizării (curba 2).

Se observă că a fost respectată condiția de menținere nemodificată a lungimii cursei și variația pe ciclul cinematic a deplasării la punctul de suspendare al garniturii de prăjini are aceeași alură.

Pentru noile dimensiuni ale elementelor componente, valoarea unghiului de manivelă corespunzător începutului cursei ascendente este de 1,46 rad $(83,6^{\circ})$, iar unghiul de manivelă corespunzător începutului cursei descendente are valoarea 4,59 rad $(262,9^{\circ})$.

In fig. 4.86 sunt prezentate curbele de variație pentru a_D/ω_1^2 când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale și când au valorile obținute în urma optimizării.



Fig. 4.86. Variația pe ciclul cinematic pentru a_D / ω_1^2 când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale (curba 1) și când au valorile obținute în urma optimizării (curba 2).

Valorile extreme pentru a_D/ω_1^2 obținute în urma optimizării sunt: 1,52 m la $\varphi_1 = 4,18$ rad și 2,49 m la $\varphi_1 = 7,59$ rad. Rezultă că în urma procesului de optimizare, datorită restricțiilor impuse la minimizarea funcției F_{acc} , s-a obținut o reducere a valorilor extreme pentru a_D/ω_1^2 în valoare absolută cu aproximativ 5%.

S-a aplicat în continuare funcția de optimizare *NLPSolve* pentru minimizarea funcției F_{acc} atunci când k_1 și k_2 au următoarele valori: $k_1 = 0.8 \cdot 2.58$ și $k_2 = 1.15 \cdot (-1.6)$, ceea ce înseamnă o scădere cu 20% a valorii maxime a accelerației și o scădere cu 15% a valorii minime a acesteia.

S-au păstrat aceleași constrângeri: valorile dimensiunilor elementelor componente ale unității de pompare analizate să poată varia cu $\pm 15\%$ din valorile inițiale ale acestora, menținerea nemodificată a lungimii cursei și condiția ca soluția problemei să verifice condiția *Grashof*.

Dimensiunile elementelor componente rezultate în urma rulării programului de calculator au următoarele valori: $l_1 = 1,149$ m; $l_2 = 4,278$ m; $l_3 = 2,783$ m; $l_{3p} = 4,174$ m; $x_c = 3,507$ m; $y_c = 4,124$ m. In fig. 4.87 sunt prezentate curbele de variație ale deplasării s_D la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale și când au valorile obținute în urma optimizării.



Fig. 4.87. Variația pe ciclul cinematic pentru s_D când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale (curba I) și când au valorile obținute în urma optimizării (curba 2).

De asemenea, a fost respectată condiția de menținere nemodificată a lungimii cursei și s-a păstrat aceeași alură pentru variația pe ciclul cinematic a deplasării la punctul de suspendare al garniturii de prăjini.

Pentru noile dimensiuni ale elementelor componente, valoarea unghiului de manivelă corespunzător începutului cursei ascendente este de 1,385 rad (79,3°), iar unghiul de manivelă corespunzător începutului cursei descendente are valoarea 4,396 rad (251,8°).

In fig. 4.88 sunt prezentate curbele de variație pentru a_D/ω_1^2 când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale și când au valorile obținute în urma optimizării.



Fig. 4.88. Variația pe ciclul cinematic pentru a_D / ω_1^2 când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale (curba *l*) și când au valorile obținute în urma optimizării (curba *2*).

Valorile extreme pentru a_D/ω_1^2 obținute în acest caz în urma optimizării sunți:1,95 m la $\phi_1 = 4,06$ rad și 2,28 m la $\phi_1 = 7,56$ rad. Rezultă că în urma procesului de optimizare s-a obținut o reducere a valorii maxime pentru a_D/ω_1^2 cu aproximativ 12%, în timp ce valoarea minimă a scăzut cu aproximativ 21%.

Se studiază în continuare problema alegerii optime a dimensiunilor elementelor componente atunci când se dorește reducerea valorilor extreme ale reacțiunilor în lagărele mecanismului unității de pompare.

Rezolvarea aceastei probleme are un deosebit impact în creșterea durabilității și siguranței în exploatare a unităților de pompare, ținând seama de valorile extrem de mari ale încărcărilor lagărelor ceea ce constituie una din principalele cauze ale ieșirii unităților de pompare din funcțiune.

În dezvoltarea algoritmului de calcul s-au folosit relațiile $4.12 \div 4.23$ prezentate la punctul 4.3 pentru analiza cinetostatică a unităților de pompare cu balansier.

Algoritmul de calcul a fost transpus într-un program de calculator folosind limbajul de programare *Maple* (Anexa 9). Pentru rezolvarea problemei de optimizare propuse s-a folosit de asemenea funcția *NLPSolve* inclusă în pachetul *Optimization* din programul *Maple*.

Sunt date în continuare o serie de rezultate ale simulărilor efectuate pe unitatea de pompare C 640D-365-144 (produsă de Vulcan S.A.) care deservește sonda Colibași 256 aparținând OMV Petrom, a cărei echipare este prezentată în fig. 3.5.

Modelul de calcul al unității de pompare de construcție clasică folosit în dezvoltarea metodologiei de optimizare este prezentat în fig. 4.2, elementele geometrice ale acestei unității de pompare fiind prezentate anterior. Turația de lucru a manivelelor unității de pompare este 4,71 rot/min.

In tabelul 4.1 sunt prezentate valorile forței la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare pe un ciclu cinematic de funcționare.

ϕ_1 [rad]	0	0,262	0,523	0,785	1,047	1,309	1,571	1,832	2,094	2,356	2,618	2,879
F[N]	51050	49180	47310	48290	53480	61920	74020	74450	74870	75300	75730	76150
ϕ_1 [rad]	3,142	3,403	3,665	3,927	4,189	4,451	4,712	4,974	5,236	5,497	5,759	6,021
F [N]	76580	76230	75420	73580	71750	69910	69070	60390	58520	56650	54780	52910

Tabel 4.1. Valorile forței la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare

Variația pe ciclul cinematic a forței F la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare este în continuare aproximată cu o funcție polinomială ai cărei coeficienți sunt calculați cu metoda celor mai mici pătrate [21]. În acest caz forța F poate fi calculată cu următoarea relație:

$$F(\phi_1) = c_0 + c_1 \cdot \phi_1 + c_2 \cdot \phi_1^2 + \dots + c_m \cdot \phi_1^m$$
(4.33)

Valorile coeficienților c_i , $i = \overline{0, m}$, se determină din rezolvarea următorului sistem de ecuații [21]:

în care: $\varphi_{1i} = 2 \cdot \pi \cdot i / n$, unde pentru cazul analizat: n = 24 și m = 14.

In urma efectuării calculelor au rezultat următoarele valori ale coeficienților c_i , $i = \overline{0,14}$, prezentate în tabelul 4.2.

\mathcal{C}_0	c_1	<i>C</i> ₂	C ₃	c_4	c_5	c ₆	<i>C</i> ₇
51993,915	24528,668	19952,021	25098,372	-23039,017	5318,979	107,808	109,644
C ₈	C9	c_{10}	c_{11}	c_{12}	c_{13}	c_{14}	
-16,9723	4,224194	0,17618	-0,03612	0,000252	-0,000948	0,000105	

Tabel 4.2. Valorile coeficienților c_i .

In aplicarea funcției *NLPSolve* s-a urmărit determinarea dimensiunilor elementelor componente ale unității de pompare analizate $(l_1, l_2, l_3, l_{3p}, x_c \text{ și } y_c)$ care conduc la minimizarea următoarei funcții:

$$F_{reac}(l_1, l_2, l_3, l_{3p}, x_C, y_C) = (F_{03})_{\omega_1 = 3.92}$$
(4.35)

în care: F_{03} este reacțiunea din lagărul central al unității de pompare (cel mai solicitat dintre lagăre în timpul funcționării), iar 3,92 rad este valoarea unghiului de manivelă ϕ_1 unde se atinge maximul

pentru F_{03} atunci când elementele componente ale unității de pompare analizate $(l_1, l_2, l_3, l_{3p}, x_C$ și y_C) au valorile precizate anterior.

In aplicarea funcției *NLPSolve* s-a impus condiția ca valorile dimensiunilor elementelor componente ale unității de pompare analizate să poată varia în următoarele limite: $l_1 = 0.9 \dots 1.8 \text{ m}$, $l_2 = 3 \dots 4.5 \text{ m}$, $l_3 = 2.5 \dots 4.5 \text{ m}$, $l_{3p} = 3.5 \dots 4.8 \text{ m}$, $x_C = 2.8 \dots 4 \text{ m}$, $y_C = 3.2 \dots 4.25 \text{ m}$.

S-a impus de asemenea menținerea nemodificată a lungimii cursei și condiția ca soluția problemei să verifice condiția *Grashof* (relația 4.31).

Dimensiunile elementelor componente rezultate în urma rulării programului de calculator au următoarele valori: $l_1 = 1,26 \text{ m}$; $l_2 = 3,885 \text{ m}$; $l_3 = 3,429 \text{ m}$; $l_{3p} = 4,8 \text{ m}$; $x_c = 3,422 \text{ m}$; $y_c = 3,2 \text{ m}$.

In figurile 4.89 ÷ 4.92 sunt prezentate curbele de variație ale reacțiunilor din lagăre: F_{01} , F_{12} , F_{32} și F_{03} când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale (curbele 1), valorile obținute în urma optimizării funcției F_{reac} (curbele 2) și valorile obținute în urma optimizării funcției F_{acc} (curbele 3 și 4). Curbele 3 corespund cazului când în urma procesului de optimizare s-a obținut o reducere a valorilor extreme pentru a_D/ω_1^2 în valoare absolută cu aproximativ 5% (fig. 4.86), iar curbele 4 cazului când în urma procesului de optimizare s-a obținut o reducere a valoril în urma procesului de optimizare s-a obținut o reducere a valoril 2%, în timp ce valoarea minimă a scăzut cu aproximativ 21% (dar a crescut cu același procent în valoare absolută (fig. 4.88)).







Fig. 4.90. Variația pe ciclul cinematic a reacțiunii F_{12} .



Fig. 4.92. Variația pe ciclul cinematic a reacțiunii F_{03} .

In fig. 4.93 sunt prezentate curbele de variație ale momentului motor la arborele manivelelor când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale (curba 1), valorile obținute în urma optimizării funcției F_{reac} (curba 2) și valorile obținute în urma optimizării funcției F_{acc} (curbele 3 și 4). Curbele 3 și 4 au aceeași semnificație ca și în cazul curbelor de variație ale reacțiunilor.



Fig. 4.93. Variația pe ciclul cinematic a momentului motor M_m la arborele manivelelor.

Figurile 4.89÷4.92 arată o scădere semnificativă a valorilor reacțiunilor din lagăre (F_{01} , F_{12} , F_{32} și F_{03}) când dimensiunile elementelor componente au valorile obținute în urma optimizării funcției F_{reac} (curbele 2) față de situația în care au valorile inițiale (curbele 1) sau valorile obținute în urma optimizării funcției F_{acc} (curbele 3 și 4). Curbele 3 care corespund cazului când în urma

procesului de optimizare s-a obținut o reducere a valorilor extreme pentru a_D/ω_1^2 în valoare absolută cu aproximativ 5% evidențiază o ușoară îmbunătățire a încărcării lagărelor unității de pompare. În schimb, curbele 4 care corespund cazului când în urma procesului de optimizare s-a obținut o reducere a valorii maxime pentru a_D/ω_1^2 cu aproximativ 12%, în timp ce valoarea minimă a scăzut cu aproximativ 21%, dar a crescut cu același procent în valoare absolută, evidențiază o creștere a încărcării lagărelor. Fig. 4.93 evidențiază o variație asemănătoare a momentului motor la arborele manivelelor când dimensiunile elementelor componente au valorile inițiale (curba *I*), când dimensiunile acestora au valorile obținute în urma optimizării funcției F_{reac}

(curba 2) și pentru valorile obținute în urma optimizării funcției F_{acc} (curba 3). Cazul corespunzător curbei 4 evidențiază un dezechilibru al variației momentului motor, printr-o creștere importantă a valorilor negative ale acestuia, când motorul funcționează ca generator, în a doua parte a ciclului de funcționare.

Se poate concluziona că procesul de optimizare a variației accelerației la punctul de suspendare a garniturii de prăjini de pompare nu este suficient și trebuie completat cu optimizarea variației în timpul funcționării a reacțiunilor din lagărele unității de pompare. Se impune apoi o analiză comparativă a consumului energetic între cazul inițial și cel obținut în urma procesului de optimizare. In acest sens se poate evalua lucrul mecanic motor L_m pe ciclul cinematic de funcționare Φ_c cu relația:

$$L_m = \int_{\Phi_C} M_m \mathrm{d}\varphi_1 \tag{4.36}$$

După efectuarea calculelor a rezultat $L_m = 84203$ Nm în cazul inițial și $L_m = 85582$ Nm pentru cazul obținut în urma procesului de optimizare, ceea ce arată o creștere nesemnificativă a consumului energetic (aproximativ 1,6%).

4.5. Concluzii

În prima parte a acestui capitol am dezvoltat un algoritm de calcul pentru stabilirea legii de variație pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor bazat pe exprimarea echilibrului dinamic în puteri datorate tuturor forțelor și cuplurilor exterioare și de inerție care acționează asupra elementelor mecanismului unității de pompare.

Această curbă de variație este necesar a fi stabilită pentru a indica dacă unitatea de pompare este corect echilibrată, adică cele două valori maxime ale momentului motor la ieșirea din reductorul de turație, corespunzătoare cursei ascendente, respectiv descendente, sunt egale. De asemenea, curba de variație pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor este necesară pentru determinarea consumului de energie al motorului de acționare al instalației de pompare.

În calcule am evidențiat influența tuturor componentelor care intervin în determinarea momentului motor: greutatea elementelor mecanismului unității de pompare, a lagărelor de legătură și a contragreutăților de echilibrare, forța la prăjina lustruită și torsorul forțelor de inerție. Relațiile de calcul le-am transpus într-un program de calculator folosind limbajul de programare Maple. Simulările le-am efectuat în cazul a patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268. În fiecare caz analizat am stabilit variația pe ciclul cinematic a componentelor momentului motor datorate greutății elementelor mecanismului unității de pompare, a lagărelor de legătură și a contragreutăților de echilibrare, forței la prăjina lustruită, forțelor de inerție și momentelor de inerție. Am demonstrat că variația pe ciclul cinematic a componentelor

datorate greutății elementelor mecanismului unității de pompare, a lagărelor de legătură și a contragreutăților de echilibrare nu depinde de turația de lucru a manivelelor.

Țînând seama că pentru exploatarea rațională a instalațiilor de pompare cu prăjini, în vederea evitării oscilațiilor excesive ale garniturii de prăjini și oboseala prematură a acestora, se recomandă regimul static de pompare, în cazul sondei Colibași 256 am determinat variația pe un ciclu cinematic de funcționare a momentului motor la arborele manivelelor și a componentelor acestuia în cazul în care regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static (în acest caz turația manivelelor având valoarea de 8 rot/min). S-a constatat în acest fel o creștere substanțială a valorilor componentelor momentului motor datorate forțelor și momentelor de inerție atunci când regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static. De asemenea, s-a observat o creștere importantă a valorii maxime a componentei datorate forței la prăjina lustruită la cursa ascendentă, care apare din cauza creșterii valorilor forței datorate inerției prăjinilor de pompare, pe de o parte, iar pe de altă parte datorită creșterii valorilor forței corespunzătoare oscilațiilor garniturii de prăjini.

În cazul sondei Colibași 256 am analizat, de asemenea, variația pe un ciclu cinematic de funcționare a momentului motor la arborele manivelelor și a componentelor acestuia în cazul în care regimul de funcționare al instalației de pompare este dinamic. Am simulat în acest caz două situații de funcționare, prima pentru: $n_1 = 10$ rot/min și a doua pentru $n_1 = 12$ rot/min. S-a evidențiat astfel că valorile maxime ale momentului motor la arborele manivelelor pentru cele două situații analizate, corespunzătoare regimului dinamic de funcționare al instalației de pompare sunt mult mai mari decât în cele două cazuri analizate pentru regimul static. Acest lucru se datorează creșterii însemnate a valorilor forței de inerție a prăjinilor de pompare, pe de o parte, iar pe de altă parte creșterii substanțiale a valorilor forței corespunzătoare oscilațiilor garniturii de prăjini. S-a observat de asemenea o creștere importantă a valorilor componentei datorate forțelor și momentelor de inerție atunci când turația manivelelor ia valoarea 12 rot/min.

În simulările efectuate s-a evidențiat de asemenea că prin modificarea turației manivelelor unitatea de pompare se dezechilibrează, reechilibrarea acesteia necesitând modificarea valorii contragreutăților de echilibrare sau a poziției acestora. Programul de calculator pe care l-am dezvoltat pentru calcul variației momentului motor la arborele manivelelor permite și stabilirea valorii contragreutăților de echilibrare sau a poziției acestora pentru buna echilibrare a unității de pompare.

În acest capitol am dezvoltat de asemenea o metoda de analiză cinetostatică a mecanismului unităților de pompare de construcție clasică care se bazează pe metodologia generală aferentă dinamicii mașinilor și mecanismelor în care studiul cinetostatic se realizează în cadrul grupelor cinematice Assur din componența mecanismului analizat. Am transpus într-un program de calculator această metodă pentru determinarea variației pe ciclul cinematic a reacțiunilor din lagărele unității de pompare și evidențierea influenței diferiților parametri constructiv-funcționali (lungimile elementelor componente, valorile contragreutăților de echilibrare și a poziției acestora, viteza unghiulară a manivelelor) asupra valorilor extreme ale acestora.

În dezvoltarea ecuațiilor de echilibru cinetostatic am inclus și ecuații care permit verificarea rezultatelor obținute, iar ca o modalitate de verificare suplimentară am determinat și variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclu cinematic pentru a-l compara cu variația acestuia obținută folosind metodologia prezentată anterior.

În cadrul simulărilor efectuate am prezentat variația pe ciclul cinematic a reacțiunilor din lagăre pentru unitatea de pompare care deservește sonda Colibași 256. Am analizat de asemenea și cazul când regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static (turația manivelelor are valoarea de 8 rot/min). S-a evidențiat astfel o creștere importantă a valorilor maxime ale reacțiunilor din lagăre la cursa ascendentă odată cu creșterea turației manivelelor. Acest

lucru apare datorită creșterii valorilor componentelor torsorului forțelor de inerție corespunzător fiecărui element al mecanismului unității de pompare, dar și din cauza creșterii valorilor forței datorate inerției prăjinilor de pompare și oscilațiilor garniturii de prăjini.

În ultima parte a capitolului, am prezentat o serie de rezultate privind alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unităților de pompare cu balansier de construcție clasică atunci când sunt impuse anumite condiții pentru valorile sau variația unor parametri cinematici și dinamici în timpul funcționării acestora.

O primă problemă analizată a fost cea a alegerii optime a dimensiunilor elementelor componente atunci când se impune reducerea cu un anumit procent a valorilor extreme ale accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare, în condițiile menținerii nemodificate a lungimii cursei. În dezvoltarea algoritmului de calcul am folosit relațiile prezentate în capitolul al doilea pentru analiza cinematicii exacte a unităților de pompare cu balansier. Algoritmul de calcul l-am transpus într-un program de calculator folosind limbajul de programare Maple, iar pentru rezolvarea problemei de optimizare propuse am folosit funcția *NLPSolve* inclusă în pachetul *Optimization* din acest program. Simulările au fost efectuate pe o unitate de pompare C-640D-365-144. In aplicarea funcției *NLPSolve* am impus condiția ca valorile dimensiunilor elementelor componente ale unității de pompare analizate să poată varia cu $\pm 15\%$ din valorile inițiale ale acestora, menținerea nemodificată a lungimii cursei și condiția ca soluția problemei să verifice condiția *Grashof*. Din simulările efectuate, folosind diferite funcții de optimizat s-a obținut o reducere a valorii maxime a accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare cu aproximativ 12%, în timp ce valoarea minimă a scăzut și ea cu aproximativ 21%.

Am analizat în continuare problema alegerii optime a dimensiunilor elementelor componente atunci când se dorește reducerea valorilor extreme ale reacțiunilor în lagărele mecanismului unității de pompare, rezolvarea acestei probleme având un impact deosebit în creșterea durabilității și siguranței în exploatare a unităților de pompare, ținând seama de valorile extrem de mari ale încărcărilor lagărelor ceea ce constituie una din principalele cauze ale ieșirii unităților de pompare din funcțiune.

În dezvoltarea algoritmului de calcul am folosit relațiile prezentate pentru analiza cinetostatică a unităților de pompare cu balansier de construcție clasică. Algoritmul de calcul l-am transpus într-un program de calculator folosind limbajul de programare Maple, iar pentru rezolvarea problemei de optimizare propuse am folosit de asemenea funcția *NLPSolve*. Simulările au fost efectuate pe o unitate de pompare C-640D-365-144. În aplicarea funcției *NLPSolve* am impus ca valorile dimensiunilor elementelor componente ale unității de pompare analizate să poată varia în anumite limite, să se mențină nemodificată lungimea cursei și soluția problemei să verifice condiția *Grashof*. În alegerea funcției de optimizat s-a urmărit reducerea în special a valorilor extreme ale reacțiunii din lagărul central, știut fiind că acesta este cel mai solicitat.

Valorile dimensiunilor elementelor componente obținute în urma simulărilor pe le-am efectuat în acest caz au condus la o scădere semnificativă a valorilor reacțiunilor din lagăre față de situația inițială, dar și față de situația în care s-a urmărit doar reducerea cu un anumit procent a valorilor extreme ale accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare.

Se poate concluziona că procesul de optimizare a variației accelerației la punctul de suspendare a garniturii de prăjini de pompare nu este suficient și trebuie completat cu optimizarea variației în timpul funcționării a reacțiunilor din lagărele unității de pompare.

Am realizat de asemenea și o analiză comparativă a consumului energetic între cazul inițial și cel obținut în urma procesului de optimizare. În acest sens am evaluat lucrul mecanic motor pe ciclul cinematic de funcționare în cele două cazuri. După efectuarea calculelor s-a constatat o creștere nesemnificativă a consumului energetic după optimizare (aproximativ 1,6%) față de cazul inițial.

5. ANALIZA EXPERIMENTALĂ A COMPORTĂRII ÎN EXPLOATARE A INSTALAȚIILOR DE POMPARE CU PRĂJINI ÎN VEDEREA VALIDĂRII MODELELOR DINAMICE DE STUDIU

5.1. Sistemul ecometric utilizat în cercetarea sondelor în pompaj

Programul experimental din cadrul tezei de doctorat constă în efectuarea și interpretarea rezultatelor unor măsurători dinamometrice, de putere și de curent la mai multe sonde aflate în exploatare.

Rezultatele măsurătorilor au servit fie ca date de intrare în cadrul programelor de calculator dezvoltate, fie pentru validarea unor rezultate ale simulărilor obținute cu acestea.

Măsurătorile, achiziția și prelucrarea datelor experimentale s-au realizat cu aparatura integrată în sistemul numit *ecometru* (fig. 5.1) [17,98,120].



Fig. 5.1. Ecometrul [120].

5.2. Rezultate ale măsurătorilor ecometrice realizate în cadrul programului experimental

Măsurătorile ecometrice au fost efectuate la patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268. Rezultatele măsurătorilor efectuate la cele patru sonde se referă la variația sarcinii la prăjina lustruită în funcție de poziție (*dinamograma de suprafață*) și la variația momentului motor la arborele manivelelor pe ciclul cinematic de funcționare.

5.3. Analiza comparativă a rezultatelor experimentale cu cele obținute folosind programele de simulare

Rezultatele măsurătorilor ecometrice privind variația sarcinii la prăjina lustruită în funcție de poziție (*dinamograma de suprafață*) și variația momentului motor la arborele manivelelor pe ciclul cinematic de funcționare efectuate la cele patru sonde Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268 au fost comparate cu rezultatele obținute cu programele de simulare prezentate în capitolele trei și patru.

In fig. 5.18 este suprapusă dinamograma de suprafață rezultată în urma măsurătorilor ecometrice la sonda Colibași 256 (curba 1 în figura de mai jos, extrasă din fig. 5.10) peste dinamograma de suprafață obținută cu programul de simulare (curba 2 în figura de mai jos, extrasă din fig. 3.11,*b*).



Fig. 5.18. Dinamograma de suprafață pentru un ciclu de funcționare al instalației de pompare de la sonda Colibași 256 obținută în urma măsurătorilor ecometrice (curba 1) și cu programul de simulare (curba 2).

In fig. 5.19 este suprapusă variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclul cinematic de funcționare rezultată în urma măsurătorilor ecometrice la sonda Colibași 256 (curba 1 în figura de mai jos, extrasă din fig. 5.11) peste variația momentului motor obținută cu programul de simulare (curba 2 în figura de mai jos, extrasă din fig. 4.3,*b*).



Fig. 5.19. Variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclu de funcționare al instalației de pompare de la sonda Colibași 256 obținută în urma măsurătorilor ecometrice (curba 1) și cu programul de simulare (curba 2).

In fig. 5.20 este suprapusă dinamograma de suprafață rezultată în urma măsurătorilor ecometrice la sonda Colibași 263 (curba *l* în figura de mai jos, extrasă din fig. 5.12) peste dinamograma de suprafață obținută cu programul de simulare (curba *2* în figura de mai jos, extrasă din fig. 3.18,*b*).



Fig. 5.20. Dinamograma de suprafață pentru un ciclu de funcționare al instalației de pompare de la sonda Colibași 263 obținută în urma măsurătorilor ecometrice (curba *1*) și cu programul de simulare (curba *2*).

In fig. 5.21 este suprapusă variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclul cinematic de funcționare rezultată în urma măsurătorilor ecometrice la sonda Colibași 263 (curba *1* în figura de mai jos, extrasă din fig. 5.13) peste variația momentului motor obținută cu programul de simulare (curba *2* în figura de mai jos, extrasă din fig. 4.9,*b*).



Fig. 5.21. Variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclu de funcționare al instalației de pompare de la sonda Colibași 263 obținută în urma măsurătorilor ecometrice (curba *I*) și cu programul de simulare (curba *2*).

In fig. 5.22 este suprapusă dinamograma de suprafață rezultată în urma măsurătorilor ecometrice la sonda Boldești 857 (curba *l* în figura de mai jos, extrasă din fig. 5.14) peste dinamograma de suprafață obținută cu programul de simulare (curba *2* în figura de mai jos, extrasă din fig. 3.25).



Fig. 5.22. Dinamograma de suprafață pentru un ciclu de funcționare al instalației de pompare de la sonda Boldești 857 obținută în urma măsurătorilor ecometrice (curba *1*) și cu programul de simulare (curba *2*).

In fig. 5.23 este suprapusă variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclul cinematic de funcționare rezultată în urma măsurătorilor ecometrice la sonda Boldești 857 (curba *1* în figura de mai jos, extrasă din fig. 5.15) peste variația momentului motor obținută cu programul de simulare (curba *2* în figura de mai jos, extrasă din fig.4.15).



Fig. 5.23. Variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclu de funcționare al instalației de pompare de la sonda Boldești 857 obținută în urma măsurătorilor ecometrice (curba 1) și cu programul de simulare (curba 2).

In fig. 5.24 este suprapusă dinamograma de suprafață rezultată în urma măsurătorilor ecometrice la sonda Tazlău 268 (curba *l* în figura de mai jos, extrasă din fig. 5.16) peste dinamograma de suprafață obținută cu programul de simulare (curba *2* în figura de mai jos, extrasă din fig. 3.32,*b*).



Fig. 5.24. Dinamograma de suprafață pentru un ciclu de funcționare al instalației de pompare de la sonda Tazlău 268 obținută în urma măsurătorilor ecometrice (curba *1*) și cu programul de simulare (curba *2*).

In fig. 5.25 este suprapusă variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclul cinematic de funcționare rezultată în urma măsurătorilor ecometrice la sonda Tazlău 268 (curba *1* în figura de mai jos, extrasă din fig. 5.17) peste variația momentului motor obținută cu programul de simulare (curba *2* în figura de mai jos, extrasă din fig.4.21).



Fig. 5.25. Variația momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclu de funcționare al instalației de pompare de la sonda Tazlău 268 obținută în urma măsurătorilor ecometrice (curba 1) și cu programul de simulare (curba 2).

Suprapunerea dinamogramelor de suprafață rezultate în urma măsurătorilor ecometrice la cele patru sonde cu cele obținute prin rularea programului de simulare (figurile 5.18, 5.20, 5.22 și 5.24) evidențiază o bună corelare între rezultatele experimentale și cele obținute prin analiza fenomenelor complexe care apar în procesul de modelare a dinamicii garniturii de prăjini de pompare. Cele patru figuri arată o deosebită apropiere a rezultatelor experimentale și a celor obținute în urma simulărilor în special în fazele corespunzătoare cursei ascendente și descendente, după deformarea inițială a coloanei de prăjini și a țevilor de extracție. Una din cauzele diferențelor care apar se datorează fenomenelor complexe de frecare care apar între prăjini și țevi, între pistonul și cilindrul pompei, între garnitura de prăjini și lichid, precum și cele dintre lichid și țevile de extracție.

Suprapunerea curbelor de variație a momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclul cinematic de funcționare rezultate în urma măsurătorilor ecometrice la cele trei sonde analizate cu cele rezultate în urma rulării programului de simulare (figurile 5.19, 5.21, 5.23 și 5.25) evidențiază de asemenea o bună corelare între rezultatele experimentale și cele obținute prin procesul de modelare a dinamicii unității de pompare. Cauza micilor abateri se datorează pe de o parte diferențelor dintre valorile reale ale forței la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare și cele obținute în urma modelării variației acesteia pe ciclul cinematic, iar pe de altă parte impreciziei evaluării unor parametri care intervin în modelarea dinamică a unității de pompare (masa liniara a manivelelor, bielelor și balansierului, masa articulațiilor sferice dintre manivele si biele, masa lagărului sferic dintre biele si balansier (lagărul egalizator), masa capului balansier).

5.4. Concluzii

Programul experimental pe care l-am realizat în cadrul tezei de doctorat a avut ca principal scop validarea modelelor elaborate pentru studiul dinamicii garniturii de prăjini de pompare și a cinematicii și dinamicii mecanismului unităților de pompare. Pe de altă parte, rezultatele măsurătorilor au servit și ca date de intrare în cadrul programelor de calculator pe care le-am dezvoltat pe baza acestor modele de studiu.

Măsurătorile, achiziția și prelucrarea datelor experimentale s-au realizat cu aparatura integrată în sistemul numit *ecometru*. Măsurătorile ecometrice au fost efectuate la patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268. Rezultatele măsurătorilor efectuate la cele patru sonde au permis determinarea variației sarcinii la prăjina lustruită în funcție de poziție și a variației momentului motor la arborele manivelelor pe ciclul cinematic de funcționare.

Rezultatele măsurătorilor ecometrice efectuate la cele patru sonde au fost comparate cu rezultatele obținute în urma simulărilor cu programele de calculator realizate pe baza modelelor de studiu pe care le-am prezentat în capitolele anterioare.

Din suprapunerea dinamogramelor de suprafață rezultate în urma măsurătorilor ecometrice la cele patru sonde cu cele obținute prin rularea programului de simulare dezvoltat pe baza analizei fenomenelor complexe care apar în procesul de modelare a dinamicii garniturii de prăjini de pompare, prezentat în capitolul al treilea, s-a evidențiat o foarte bună corelare. Se pot trage următoarele concluzii:

- programul de simulare pe care l-am elaborat pentru studiul dinamicii garniturii de prăjini de pompare evidențiază corect fenomenele complexe datorate inerției prăjinilor de pompare și oscilațiilor garniturii de prăjini care apar la modificarea condițiilor de la faza I la faza II a ciclului de pompare;
- cauzele micilor diferențelor care apar se datorează fenomenelor complexe de frecare dintre prăjini şi ţevi, dintre pistonul şi cilindrul pompei, dintre garnitura de prăjini şi lichid, precum şi cele dintre lichid şi ţevile de extracţie;
- programul poate fi utilizat și pentru determinarea dinamogramelor de suprafață la modificarea regimului de funcționare al instalației de pompare. În acest fel, se poate analiza dinamica mecanismului unității de pompare atunci când regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static sau corespunde chiar regimului dinamic.

Suprapunerea curbelor de variație a momentului motor la arborele manivelelor pe un ciclul cinematic de funcționare rezultate în urma măsurătorilor ecometrice la cele patru sonde analizate cu cele rezultate în urma rulării programului de simulare evidențiază de asemenea o bună corelare între rezultatele experimentale și cele pe care le-am obținut prin procesul de modelare a dinamicii unității de pompare. Se pot trage următoarele concluzii:

- programul de simulare pe care l-am elaborat pentru stabilirea curbei de variație a momentului motor la arborele manivelelor pe ciclul cinematic de funcționare evidențiază corect influența tuturor componentelor care intervin în determinarea momentului motor: greutatea elementelor mecanismului unității de pompare, a lagărelor de legătură și a contragreutăților de echilibrare, forța la prăjina lustruită și torsorul forțelor de inerție;
- cauza micilor abateri se datorează pe de o parte diferențelor dintre valorile reale ale forței la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare şi cele obținute în urma modelării variației acesteia pe ciclul cinematic, iar pe de altă parte impreciziei evaluării unor parametri care intervin în modelarea dinamică a unității de pompare, ca de exemplu: masa liniara a manivelelor, bielelor şi balansierului, masa articulațiilor dintre manivele si biele, masa lagărului dintre biele si balansier sau masa capului de balansier;
- programul poate fi utilizat și pentru determinarea variației pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor și a componentelor acestuia în cazul în care regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static sau intră în regim dinamic;
- buna corelare între rezultatele experimentale şi cele obținute prin simulare în acest caz validează şi modelul de studiu cinetostatic al mecanismului unității de pompare pe care l-am realizat şi prezentat în capitolul patru deoarece în dezvoltarea ecuațiilor de echilibru cinetostatic am inclus ca o modalitate de verificare suplimentară determinarea momentului motor la arborele manivelelor. Se validează în acest fel rezultatele obținute cu programul de calculator pe care l-am realizat pe baza modelului de studiu cinetostatic, cu impact deosebit în evaluarea bunei funcționări a unităților de pompare, ținând seama de valorile extrem de mari ale încărcărilor lagărelor ceea ce constituie una din principalele cauze ale ieșirii din funcțiune a acestora;
- sunt de asemenea validate în acest fel şi rezultatele obținute cu programul de calculator pe care l-am realizat pentru alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unității de pompare atunci când se doreşte reducerea valorilor extreme ale reacțiunilor în lagărele acestuia, rezolvarea acestei probleme având un impact deosebit în creşterea durabilității şi siguranței în exploatare a întregii instalații de pompare.

6. CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI DIRECȚII DE CONTINUARE A CERCETĂRII

6.1. Concluzii finale

Cercetarea realizată în cadrul tezei de doctorat poate fi sintetizată în următoarele etape:

- analiza şi elaborarea unor modele de studiu a dinamicii garniturii de prăjini de pompare şi a cinematicii şi dinamicii mecanismului unităților de pompare cu balansier. Studiul dinamicii garniturii de prăjini de pompare a avut ca obiectiv principal determinarea dinamogramei de suprafață prin analiza celor patru faze de bază ale ciclului de funcționare a instalației de pompare. În studiul cinematicii şi dinamicii mecanismului unităților de pompare cu balansier s-au folosit metodologii specifice analizei cinematice şi dinamice a mecanismelor;
- transpunerea modelelor de studiu în programe de calculator. Pentru dezvoltarea acestor programe s-a utilizat mediul de programare Maple care include o mare varietate de pachete de proceduri de programare simbolică, care s-au dovedit extrem de utile în rezolvarea problemelor de optimizare;
- realizarea unui program experimental care a avut ca principal scop validarea modelelor şi a programelor de calculator elaborate. Măsurătorile, achiziția şi prelucrarea datelor experimentale s-au efectuat cu aparatura integrată în sistemul ecometric la patru sonde aparținând OMV Petrom;
- elaborarea unei metodologii pentru alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unităților de pompare cu balansier de construcție clasică atunci când sunt impuse anumite condiții pentru valorile sau variația unor parametri cinematici și dinamici în timpul funcționării acestora și realizarea unei analize comparative a consumului energetic între cazul inițial și cel obținut în urma procesului de optimizare, prin evaluarea lucrului mecanic motor pe ciclul cinematic de funcționare.

În capitolul 1 au fost evidențiate principalele caracteristici dimensionale și de funcționare ale tipurilor de unități de pompare cu balansier, o atenție specială fiind acordată unităților de pompare fabricate în țara noastră la Vulcan S.A. București și de către filiala firmei americane Lufkin. S-au prezentat structura și etapele procesului de funcționare ale instalațiilor de pompare cu prăjini, precum și etapele ce trebuiesc parcurse în proiectarea acestor instalații în conformitate cu normele API RP 11L. Deoarece prin aplicarea normelor API RP 11L nu se obțin curbele de variație în timpul funcționării instalației de pompare a forței la prăjina lustruită și a momentului motor la arborele manivelelor, esențiale pentru aprecierea bunei funcționări a acestora, și în stabilirea valorilor maxime ale sarcinii la prăjina lustruită și a momentului motor la arborele manivelelor, nu se ține seama de cinematica unității de pompare am arătat că pentru o cât mai corectă evaluare a acestor parametri, precum și a încărcărilor la care sunt supuse elementele structurale ale unităților de pompare a materică și dinamică a mecanismului acestora.

În capitolul 2 s-a realizat o analiză a metodelor de studiu cinematic al unităților de pompare, atât cele care se înscriu în teoria cinematicii aproximative și teoria cinematicii elementare cât și cele care corespund cinematicii exacte și folosesc metoda proiecției contururilor vectoriale închise și independente din teoria generală a cinematicii mecanismelor.

S-a dezvoltat o metodă de analiză și sinteză pozițională a mecanismului unităților de pompare care permite studiul influenței variației lungimii manivelelor, a bielelor și a balansierului asupra lungimii cursei și determinarea lungimii manivelelor atunci când se impune lungimea cursei. S-a transpus această metodă într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple și s-au prezentat o serie de rezultate ale simulărilor efectuate pe o unitate de pompare C-640D-365-144.

S-a transpus metoda de studiu a cinematicii exacte bazată pe proiecția contururilor vectoriale închise și independente într-un program de calculator care permite determinarea variației pe ciclul cinematic ale deplasării, vitezei și accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare atât în cazul unităților de pompare clasice cât și pentru cele cu schemă inversă. S-a realizat o analiză comparativă a rezultatelor simulărilor efectuate pe unitățile de pompare: C-1280D-427-192, RM-1280D-427-192, M-1280D-427-192 și A-1280D-427-192.

S-a elaborat de asemenea o metodă de determinare a variației deplasării, vitezei și accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare pe un ciclu cinematic de funcționare folosind funcții polinomiale ale căror coeficienți au fost determinați cu metoda celor mai mici pătrate. Algoritmul de calcul a fost transpus într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple. Simulările realizate au evidențiat o foarte bună concordanță între rezultatele obținute cu această metodă și cele obținute cu metoda exactă de studiu, concordanță mult superioară față de cazul folosirii teoriilor cinematicii aproximative sau elementare. Cu această metodă deplasarea, viteza și accelerația la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare pot fi determinate pentru orice unitate de pompare, în orice moment pe ciclul cinematic mult mai rapid decât cu metoda exactă după ce în prealabil s-au determinat valorile coeficienților funcțiilor polinomiale care depind numai de valorile dimensiunilor elementelor geometrice ale unității de pompare.

În capitolului 3 s-a prezentat determinarea prin calcul a dinamogramei de suprafață pentru cele patru faze de bază ale ciclului de funcționare al instalației de pompare cu prăjini: perioada de deformare inițială a prăjinilor de pompare și țevilor de extracție la cursa ascendentă, perioada corespunzătoare cursei ascendente a garniturii de prăjini, după deformarea inițială, perioada de deformare inițială a prăjinilor de pompare și țevilor de extracție la cursa descendentă și perioada corespunzătoare cursei descendente a garniturii de prăjini. S-a prezentat de asemenea modul de ridicare a dinamogramei prin șase puncte.

Algoritmul de calcul a fost transpus într-un program de calculator, folosind mediul de programare Maple. Simulările au fost efectuate în cazul a patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268. În fiecare din cazurile analizate s-a prezentat componența garniturii de prăjini de pompare, componența coloanei de țevi de extracție, tipul pompei de extracție și dimensiunile elementelor unității de pompare care deservește instalația. S-au determinat: curbele de variație ale forței la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă pentru cele patru faze ale ciclului de funcționare, dinamograma de suprafață și dinamograma prin șase puncte.

În capitolul 4 au fost elaborate modele de studiu ale dinamicii mecanismului unităților de pompare cu balansier și au fost dezvoltate metodologii pentru alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale acestora atunci când sunt impuse anumite condiții pentru valorile sau variația unor parametri cinematici și dinamici în timpul funcționării lor. S-a realizat de asemenea o analiză comparativă a consumului energetic între cazul inițial și cel obținut în urma procesului de optimizare, prin evaluarea lucrului mecanic motor pe ciclul cinematic de funcționare.

Mai întâi s-a dezvoltat un algoritm de calcul pentru stabilirea curbei de variație pe ciclul cinematic al momentului motor la arborele manivelelor bazat pe exprimarea echilibrului dinamic în puteri datorate tuturor forțelor și momentelor, inclusiv cele de inerție, care acționează asupra elementelor mecanismului unității de pompare, curbă necesară pentru a indica dacă unitatea de pompare este corect echilibrată și pentru determinarea consumului de energie al motorului de acționare al instalației de pompare. În calcule au fost evidențiate influențele tuturor componentelor care intervin în determinarea momentului motor: greutatea elementelor mecanismului unității de pompare, a lagărelor de legătură și a contragreutăților de echilibrare, forța la prăjina lustruită și torsorul forțelor de inerție. Algoritmul de calcul a fost transpus într-un program de calculator

folosind mediul de programare Maple, simulările fiind efectuate în cazul celor patru sonde aparținând OMV Petrom. S-a demonstrat că variația pe ciclul cinematic a componentei datorate greutății elementelor mecanismului unității de pompare, a lagărelor de legătură și a contragreutăților de echilibrare nu depinde de turația de lucru a manivelelor.

Ținând seama că pentru exploatarea rațională a instalațiilor de pompare cu prăjini, în vederea evitării oscilațiilor excesive ale garniturii de prăjini și oboseala prematură a acestora, se recomandă regimul static de pompare, în cazul sondei Colibași 256 s-a determinat variația pe un ciclu cinematic de funcționare a momentului motor la arborele manivelelor și a componentelor acestuia în cazul în care regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static, constatându-se o creștere substanțială a valorilor componentelor momentului motor datorate forțelor și momentelor de inerție și o creștere importantă a valorii maxime a componentei datorate forțel la prăjina lustruită la cursa ascendentă, cauza fiind creșterea valorilor forței corespunzătoare inerției prăjinilor de pompare, pe de o parte, iar pe de altă parte, creșterea valorilor forței corespunzătoare oscilațiilor garniturii de prăjini.

În cazul aceleiași sonde s-a analizat variația pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor și a componentelor acestuia în cazul în care regimul de funcționare al instalației de pompare este dinamic, simulările fiind efectuate pentru două valori ale turației de lucru a manivelelor: $n_1 = 10$ rot/min și $n_1 = 12$ rot/min. S-a evidențiat astfel că valorile maxime ale momentului motor la arborele manivelelor pentru cele două situații analizate, corespunzătoare regimului dinamic sunt mult mai mari decât în cazul regimului static. În simulările efectuate s-a evidențiat de asemenea că prin modificarea turației manivelelor unitatea de pompare se dezechilibrează, reechilibrarea acesteia necesitând modificarea valorii contragreutăților de echilibrare sau a poziției acestora. Programul de calculator dezvoltat permite stabilirea valorii contragreutăților de pompare.

În cadrul aceluiași capitol s-a dezvoltat de asemenea o metoda de analiză cinetostatică a mecanismului unităților de pompare de construcție clasică bazată pe metodologia generală de studiu a dinamicii mecanismelor în care analiza cinetostatică se realizează în cadrul grupelor cinematice Assur. S-a transpus într-un program de calculator această metodă obținându-se variația pe ciclul cinematic a reacțiunilor din lagărele unității de pompare și evidențierea influenței diferiților parametri constructiv-funcționali (lungimile elementelor componente, valorile contragreutăților de echilibrare și a poziției lor, viteza unghiulară a manivelelor) asupra valorilor extreme ale acestora. În dezvoltarea ecuațiilor de echilibru cinetostatic au fost incluse și ecuații care permit verificarea rezultatelor obținute, iar ca o modalitate de verificare suplimentară s-a determinat și variația momentului motor la arborele manivelelor pe ciclul cinematic pentru comparație cu variația acestuia obținută folosind metodologia prezentată anterior.

În cadrul simulărilor efectuate s-a obținut variația pe ciclul cinematic a valorilor reacțiunilor din lagăre pentru unitatea de pompare care deservește sonda Colibași 256. A fost analizat și cazul când regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static, evidențiindu-se astfel o creștere importantă a valorilor maxime ale reacțiunilor din lagăre la cursa ascendentă odată cu creșterea turației manivelelor.

În ultima parte a capitolului, au fost prezentate o serie de rezultate obținute în urma cercetărilor privind alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unităților de pompare cu balansier de construcție clasică atunci când sunt impuse anumite condiții pentru valorile sau variația unor parametri cinematici și dinamici în timpul funcționării acestora. O primă problemă analizată a fost cea a alegerii optime a dimensiunilor elementelor componente atunci când se impune reducerea cu un anumit procent a valorilor extreme ale accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare, în condițiile menținerii nemodificate a lungimii cursei. În dezvoltarea algoritmului de calcul s-au folosit relațiile prezentate în capitolul al doilea pentru analiza cinematicii exacte a unităților de pompare cu balansier. Algoritmul de calcul a fost transpus într-un program de calculator folosind pachetul *Optimization* din mediul de programare Maple. Simulările au fost efectuate pe o unitate de pompare C-640D-365-144 impunându-se condițiile: valorile dimensiunilor elementelor componente ale unității de pompare analizate să poată varia cu $\pm 15\%$ din valorile inițiale ale acestora, menținerea nemodificată a lungimii cursei și soluția problemei să verifice condiția *Grashof*. Din simulările efectuate s-a obținut o reducere a valorii maxime a accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare cu aproximativ 12%, în timp ce valoarea minimă a scăzut și ea cu aproximativ 21%.

S-a analizat în continuare problema alegerii optime a dimensiunilor elementelor componente atunci când se dorește reducerea valorilor extreme ale reacțiunilor în lagărele mecanismului unității de pompare, rezolvarea acestei probleme având un impact deosebit în creșterea durabilității și siguranței în exploatare a acestora, ținând seama de valorile extrem de mari ale încărcărilor lagărelor ceea ce constituie una din principalele cauze ale ieșirii lor din funcțiune. Valorile dimensiunilor elementelor componente obținute în urma simulărilor efectuate pe o unitate de pompare C-640D-365-144 au condus la o scădere semnificativă a reacțiunilor din lagăre față de situația inițială, dar și față de situația în care s-a urmărit doar reducerea cu un anumit procent a valorilor extreme ale accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare. S-a concluzionat că procesul de optimizare a variației accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare nu este suficient și trebuie completat cu optimizarea variației în timpul funcționării a reacțiunilor din lagărele unității de pompare.

S-a realizat de asemenea și o analiză comparativă a consumului energetic între cazul inițial și cel obținut în urma procesului de optimizare prin evaluarea lucrului mecanic motor pe ciclul cinematic de funcționare în cele două cazuri. S-a constatat astfel o creștere nesemnificativă a consumului energetic după optimizare (aproximativ 1,6%) față de cazul inițial.

În capitolul 5 s-a prezentat programul experimental realizat în cadrul tezei de doctorat care a avut ca principal scop validarea modelelor elaborate pentru studiul dinamicii garniturii de prăjini de pompare și a cinematicii și dinamicii mecanismului unităților de pompare.

Măsurătorile, achiziția și prelucrarea datelor experimentale s-au realizat cu aparatura integrată în sistemul ecometric la cele patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268. Rezultatele experimentale au permis determinarea dinamogramei de suprafață și a variației momentului motor la arborele manivelelor pe ciclul cinematic de funcționare. Acestea au fost comparate cu rezultatele obținute în urma simulărilor cu programele de calculator realizate pe baza modelelor de studiu prezentate în capitolele anterioare.

Din suprapunerea dinamogramelor de suprafață rezultate în urma măsurătorilor ecometrice la cele patru sonde cu cele obținute prin rularea programului de simulare s-au putut trage următoarele concluzii:

- rezultatele simulărilor evidențiază corect fenomenele complexe care apar în procesul de modelare a dinamicii garniturii de prăjini de pompare;
- programul poate fi utilizat și pentru determinarea dinamogramelor de suprafață la modificarea regimului de funcționare al instalației de pompare. În acest fel, se poate analiza dinamica mecanismului unității de pompare atunci când regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static sau corespunde chiar regimului dinamic.

Suprapunerea curbelor de variație a momentului motor la arborele manivelelor pe ciclul cinematic de funcționare rezultate în urma măsurătorilor ecometrice la cele patru sonde analizate cu cele rezultate în urma rulării programului de simulare evidențiază de asemenea o bună corelare între rezultatele experimentale și cele pe care le-am obținut prin procesul de modelare a dinamicii mecanismului unității de pompare. Se pot trage următoarele concluzii:

- programul de simulare elaborat pentru stabilirea curbei de variație a momentului motor la

arborele manivelelor pe ciclul cinematic de funcționare evidențiază corect influența tuturor componentelor care intervin în determinarea momentului motor: greutatea elementelor mecanismului unității de pompare, a lagărelor de legătură și a contragreutăților de echilibrare, forța la prăjina lustruită și torsorul forțelor de inerție;

- cauza micilor abateri se datorează impreciziei evaluării unor parametri care intervin în modelarea dinamică a unității de pompare, ca de exemplu: masa liniara a manivelelor, bielelor şi balansierului, masa articulațiilor dintre manivele si biele, masa lagărului dintre biele si balansier sau masa capului de balansier;
- programul poate fi utilizat și pentru determinarea variației pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor și a componentelor acestuia în cazul în care regimul de funcționare al instalației de pompare este la limita regimului static sau intră în regim dinamic;
- buna corelare între rezultatele experimentale şi cele obținute prin simulare validează şi modelul de studiu cinetostatic al mecanismului unității de pompare deoarece în dezvoltarea ecuațiilor de echilibru cinetostatic s-a inclus ca o modalitate de verificare suplimentară determinarea momentului motor la arborele manivelelor. Se validează în acest fel rezultatele obținute cu programul de calculator realizat pe baza modelului de studiu cinetostatic, cu impact deosebit în evaluarea bunei funcționări a unităților de pompare, ținând seama de valorile extrem de mari ale încărcărilor lagărelor ceea ce constituie una din principalele cauze ale ieşirii din funcțiune a acestora;
- sunt de asemenea validate în acest fel şi rezultatele obținute cu programul de calculator dezvoltat pentru alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unității de pompare atunci când se doreşte reducerea valorilor extreme ale reacțiunilor în lagărele acestuia, rezolvarea acestei probleme având un impact deosebit în creşterea durabilității şi siguranței în exploatare a întregii instalații de pompare.

6.2. Contribuții originale

În cadrul cercetărilor realizate în prezenta teză de doctorat s-au adus o serie de contribuții proprii prezentate în continuare.

- realizarea unui studiu comparativ a metodelor folosite până în prezent pentru analiza cinematică a mecanismului unităților de pompare;
- elaborarea unei metode originale de analiză și sinteză pozițională a mecanismului unităților de pompare, bazată pe metoda proiecției contururilor vectoriale închise și independente, care permite studiul influenței variației lungimii manivelelor, a bielelor și a balansierului asupra lungimii cursei și determinarea lungimii manivelelor atunci când se impune lungimea cursei și transpunerea acestei metode într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple;
- transpunerea metodei de studiu a cinematicii exacte bazată pe proiecția contururilor vectoriale închise şi independente într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple care permite determinarea variației pe ciclul cinematic a deplasării, vitezei şi accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare atât în cazul unităților de pompare clasice cât şi pentru cele cu schemă inversă şi realizarea unei analize comparative a rezultatelor simulărilor efectuate cu acest program pentru unitățile de pompare: C-1280D-427-192, RM-1280D-427-192, M-1280D-427-192 şi A-1280D-427-192;
- elaborarea unei metode originale de determinare a variației deplasării, vitezei și accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare pe un ciclu cinematic de

funcționare folosind funcții polinomiale ale căror coeficienți au fost determinați cu metoda celor mai mici pătrate și transpunerea acestei metode într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple;

- realizarea unei analize comparative a rezultatelor simulărilor efectuate pentru determinarea variației pe ciclul cinematic a deplasării, vitezei şi accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare în cazul unei unități de pompare C-640D-365-144 folosind teoria cinematicii exacte, metoda cu funcții polinomiale, teoria cinematicii aproximative şi teoria cinematicii elementare;
- transpunerea într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple a metodei prezentate pentru determinarea prin calcul a dinamogramei de suprafață și a dinamogramei prin șase puncte și determinarea curbelor de variație ale forței la prăjina lustruită în funcție de unghiul de manivelă pentru cele patru faze ale ciclului de funcționare, dinamograma de suprafață și dinamograma prin șase puncte în cazul a patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268;
- realizarea unui program de calculator folosind mediul de programare Maple pentru stabilirea curbei de variație pe ciclul cinematic a momentului motor la arborele manivelelor prin exprimarea echilibrului dinamic în puteri datorate tuturor forțelor și momentelor, inclusiv celor de inerție, care acționează asupra elementelor mecanismului unității de pompare și determinarea curbelor de variație ale momentului motor la arborele manivelelor în cazul celor patru sonde aparținând OMV Petrom. De asemenea, s-a realizat un studiu comparativ a rezultatelor obținute cu acest program în cazul sondei Colibași 256 atunci când regimul de funcționare al instalației de pompare care deservește sonda este la limita regimului static și atunci când regimul de funcționare este dinamic;
- elaborarea unei metode originale de analiză cinetostatică a mecanismului unităților de pompare de construcție clasică bazată pe studiul cinetostatic al grupelor cinematice Assur şi transpunerea într-un program de calculator folosind mediul de programare Maple a acestei metode şi determinarea variației pe ciclul cinematic a reacțiunilor din lagărele unei unități de pompare C-640D-365-144;
- elaborarea unei metodologii originale pentru alegerea optimă a dimensiunilor elementelor componente ale mecanismului unităților de pompare cu balansier de construcție clasică atunci când sunt impuse anumite condiții pentru valorile sau variația unor parametri cinematici și dinamici în timpul funcționării acestora. S-a elaborat un program de calculator folosind mediul de programare Maple pentru stabilirea valorilor optime ale dimensiunilor elementelor componente atunci când se impune reducerea cu un anumit procent a valorilor extreme ale accelerației la punctul de suspendare al garniturii de prăjini de pompare, în condițiile menținerii nemodificate a lungimii cursei și un alt program de calculator pentru stabilirea valorilor optime ale dimensiunilor elementelor componente atunci când se dorește reducerea valorilor extreme ale reacțiunilor în lagărele mecanismului unității de pompare;
- realizarea unei analize comparative a consumului energetic între cazul inițial și cel obținut în urma procesului de optimizare prin evaluarea lucrului mecanic motor pe ciclul cinematic de funcționare;
- evidențierea pe baza studiului bibliografic a principalelor aspecte privind sistemul ecometric utilizat în cercetarea sondelor în pompaj;
- compararea rezultatelor experimentale cu cele obținute în urma simulărilor la cele patru sonde aparținând OMV Petrom: Colibași 256, Colibași 263, Boldești 857 și Tazlău 268 în vederea validării modelelor elaborate pentru studiul dinamicii garniturii de prăjini de pompare și a cinematicii și dinamicii mecanismului unităților de pompare.

6.3. Direcții de continuare a cercetării

Este evident că domeniul de cercetare privind optimizarea constructiv-funcțională a unităților de pompare în care s-a înscris și prezenta teză de doctorat este extrem de vast și complex. Pornind de la rezultatele obținute în prezenta lucrare pot fi deja identificate câteva direcții ale viitoarelor cercetări:

- adaptarea și integrarea algoritmilor de calcul dezvoltați în teză în sisteme automate de control a funcționării instalațiilor de pompare cu prăjini;
- dezvoltarea unor metode de identificare a parametrilor care intervin în modelele dinamice de studiu a funcționării acestor instalații pornind de la suprapunerea rezultatelor experimentale cu cele obținute în urma simulărilor.

BIBLIOGRAFIE

- 1. Antonescu P., Mecanisme Calculul structural și cinematic, Litografia Institutului Politehnic din București, 1979.
- 2. Antonescu P., Cinetostatica și dinamica mecanismelor, Litografia Institutului Politehnic din București, 1980.
- 3. Bădoiu D., Analiza dinamică a mecanismelor și mașinilor, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 2003
- 4. Bădoiu D., Analiza structurală și cinematică a mecanismelor, Ed. Tehnică, București, 2001
- 5. Bădoiu D., Petrescu M., Toma G., On the analysis and synthesis of the quadrilateral mechanism, Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 20, No. 2, 2014, p. 161-168.
- 6. Bădoiu D., Toma G., On a dynamic optimization problem of the quadrilateral mechanism, Journal of the Balkan Tribological Association, Vol. 22, No. 1, 2016, p. 250-260.
- 7. Boyun G., Morgan Z., Feng J.J., Field Performance of Cludched Sucker Rod Pumping Systems, Oklahoma, U.S.A. 22-25 Martie 2003.
- 8. Boyun G., Morgan Z., Feng J.J., Use of Magnetic Clutch to Improve Performance of Sucker Rod Pumps, SPE, 22 May 2002 Alaska, U.S.A.
- 9. Bulau L., Efectul oscilatiilor garniturii de prajini asupra unor parametri caracteristici la sondele de pompaj de adancime, Lucrare de doctorat, IPGG, Bucuresti, 1961
- 10. Byrd. J.P., Pumping Unit Geometry VS. Prime Mover Speed Variation as a Method of Torsional Reduction in a Beam and Sucker Rod Pumping System, SPE, Texas, Noiembrie 1983.
- 11. Carlos D., Jose M., Jose L., A Unique Program for Optimum Production of Sucker Rod Pumping Oil Wells, Petroleum Computer Conference, Houston, U.S.A, 11-14 June 1995.
- 12. Chacin J. E., Purcupile J.C., New Model for Studying Oilwell Pumping Installations, SPE Dallas, 27 Septembrie 1987.
- 13. Chitu-Militaru P., Tocan I., Metode de rezolvare a problemei alcatuirii garniturilor de tije de pompare, Revista Romana de Petrol, vol. 9, nr. 4, 2002
- 14. Chitu-Militaru P., Tocan I., Metoda vectoriala pentru analiza cinematicii exacte a unitatilor de pompare cu balansier, Revista Romana de Petrol, vol. 9, nr. 2, 2002
- 15. Coberly, C. J., Problems in Modern Deep-Well Pumping, Oil Gas Journal, May 1938
- 16. Coberly, C. J., High Volumetric Efficiency in Oil-well Pumping and Its Practical Results, Proc. American Petroleum Inst., Sect. IV (Prod. B IL) 57, 1931
- 17. Coloja P.M., Cercetarea sondelor în pompaj cu ajutorul metodelor acustice, Ed. Ilex, Ploiești, 2002
- 18. Coloja P.M., Cercetarea sondelor in pompaj, Revista Romana de petrol, Vol. 3, nr. 1,2,3, 1996
- 19. Comsa V., Cercetari asupra unor procese de baza care intervin in extractia petrolului prin pompaj de adancime, Teza de doctorat, Ploiesti, 1988

- 20. Cretu I., Soare Al., Cercetarea hidrodinamica a sondelor, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1967
- 21. Dodescu Gh., Toma M., Metode de calcul numeric, Ed. Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1976
- 22. Dragotescu N.D., Pompajul sondelor de titei, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1961
- 23. Evans R.D., Weaver P., Performance Analysis and Field Testing of a Compact Dual-Piston, Hydraulic Sucker Rod Pumping Unit, Conf. SPEDAL Oklahoma, Martie, 1985.
- 24. Everitt T.A., Jennings J.W., An Improved Finite-Difference Calculation of Downhole Dynamometer Cards for Sucker-Rod Pumps, SPE, Texas, 1992.
- 25. Firu L., Chelu T., Chiţu-Militaru P., A modern Approach to the Optimum Design of Sucker-Rod Pumping System, SPE Annual Technical Conference and Exhibition (Denver, Colorado), 2003.
- 26. Firu L., Mocănescu F., Chițu-Militaru P., Manolache V., Extracția țițeiului prin pompaj cu prăjini, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 2004.
- 27. Firu L., Chiţu-Militaru P., Aspecte privind extracția țițeiului prin pompajul cu prăjini, Ed. Didactică și Pedagogică, București,1999.
- 28. Firu L., Chițu-Militaru P., Influența diferiților factori asupra formei dinamogramei de suprafață și adâncime la pompajul cu prăjini de pompare, Revista Română de Petrol, nr.1, 2004.
- 29. Gibbs S. G., Predicting the Behavoir of Sucker Rod Pumping Systems, Journal of Petroleum Technology, iulie 1963
- 30. Gibbs S.G., Application of Fiberglass Sucker Rods, SPE Production Engineering, mai 1991.
- 31. Gibbs S.G., Assumptions of the API Rod Pumping Design Method as Related to Practical Applications and Wave Equation Techniques, University of Tusla, CSPE, U.S.A., 29-31 august 1994.
- 32. Gibbs S.G., Design and Diagnosis of Deviated Rod-Pumped Wells, Journal of Petroleum Technology, iulie 1992.
- Gibbs S.G., Neely, A. B., Computer Diagnosis of Down-hole Conditions in Sucker-rod Pumping Wells, J. Petr. Tech., 91, ianuarie 1966
- 34. Gibbs S.G., Computing Gearbox Torque and Motor Loading for Beam Pumping Units with Consideration of Inertia Effects, Journal Petroleum Technology, septembrie 1975
- 35. Gilbert W. E., An oil-well pump dynagraph, Drill Production Practice, API, New York, 1936
- 36. Gray H. E., Kinematics of Oil Well Pumping Units, Drill Production Practice, API, 1963
- 37. Griffin F.D., New API design calculations for sucker-rod pumping systems, Spring meeting of the Rocky Mountain District, API Division of Production, 1968
- 38. Hein N.W.Jr., Beam-Pumping Operations: Problem Solving and Technology Advancements, Journal of Petroleum Technology, aprilie 1996
- 39. Henderson L.J., Deep Sucker Rod Pumping for Gas Well Unloading, Conf. SPEDAL, sept. 16-19 1984.
- 40. Hicks A.W., Using Fiberglass Sucker Rods in Deep Wells, SPE, 1986.
- 41. Hollen D.G., Newton S.K., Pumping Unit Optimization, SPE, aprilie 1996.
- 42. Jackson B. C., Byrd J. P., Field Testing of Front Mounted Mechanical CM field Pumping Unit, SPE 382, SPE Rocky Mountain Regional Meeting, Billings, mai 24-25, 1962
- 43. Jennings J.W., Design of Sucker-Rod Pump Systems, Society of Petroleum Engineers, 1989.
- 44. Joe D., Clegg High-Rate Artificial Lift, Journal of Petroleum Technology, martie 1988
- 45. Jun Xu, A New Approach to the Analysis of Deviated Rod-Pumped Wells, SPE Conference, Mexic, 10-13 Oct. 1994.
- 46. Keating J.F., Laine R.E., Jennings J.W., Application of a Pattern-Matching Expert System to Sucker-Rod, Dynamometer-Card Pattern Recognition, Society of Petroleum Engineers, Inc. Production Operations Symposium, Oklahoma, aprilie 7-9, 1991.
- 47. Khodabandeh A., Miska S., A Simple Method for Predicting the Performance of a Sucker-Rod Pumping System, A New Mexico Inst. of Mining & Technology, Society of Petroleum Engineers, Inc. Eastern Regional Meeting, Lexington, Kentucky, octombrie 22-25, 1991.
- 48. Khodabandeh A., Miska S., A New Approach for Modeling Fluid Inertia Effects on Sucker-Rod Pump Performance and Design, SPE Rocky Mountain Regional Meeting, Casper, Wyoming, mai 18-21, 1992.

- 49. Kilgore J.J., Tripp H.A., Hunt C.L. Jr., Walking Beam Pumping Unit System Efficiency Measurements, SPE, 1991.
- 50. Laine R.E., Conceptual Sucker-Rod Design: An Unsolved Problem, Production Operations Symposium, Oklahoma City, martie 21-23, 1993.
- 51. Lea F., Modeling Forces on a Beam Pump System During Pumping of Highly Viscous Crude, SPE Production Engineering, noiembrie 1991.
- 52. Lekia S.D.L., Evans R.D., A Coupled Rod and Fluid Dynamic Model for Predicting the Behavior of Sucker-Rod Pumping Systems-Part 1: Model Theory and Solution Methodology, SPE Production Facilities, februarie,1995.
- 53. Lekia S.D.L., Evans R.D., A Coupled Rod and Fluid Dynamic Model for Predicting the Behavior of Sucker-Rod Pumping Systems-Part 2: Parametric Study and Demonstration of Model Capabilities, SPE, februarie 1995.
- 54. Li Z., Li J., Fundamental Equations for Dynamic Analysis of Rod and Pipe String in Oil-Gas Wells and Application in Static Buckling Analysis, Journal of Canadian Petroleum Technology, 2002.
- 55. Luo F., Miska S., Mathematical Modeling and Testing of Hydraulically Driven Pumping Jack , New Mexico Inst. of Mining & Technology, 1988.
- 56. Martinez E.R., Moreno W.J., Castillo V.J., Moreno J.A., Rod Pumping Expert System, SPE Petroleum Computer Conference, New Orleans, 11-14 iulie 1993.
- 57. McCafferty J.F., Importance of Compression Ratio Calculations in Designing Sucker-Rod Pump Installations, Symposium tinut in Oklahoma City, martie 21-23, 1993.
- 58. McCoy J. N., Podio A. L., Electrical Motor Power Measurement as the Key for Optimized Rod Pumping, SPE, 1996.
- 59. McCoy J.N., Podio A.L., Well Performance Visualization and Analysis , Conf. Midland, Texas, martie 8-9, 1990.
- 60. Mills, K. N., Factors Influencing Well Loads Combined in New Formula, Petroleum Engineer, aprilie 1939
- 61. Mills, K.N., New Well Load Formula, Petroleum Engineer, aprilie 1939
- 62. Milne, E., Numerical Solution of Differential Equations, John Wiley & Sons, Inc., N. Y., 1953
- 63. Monagan, M.B., Geddes, K.O., Heal, K.M., Labahn, G., Vorkoetter, S.M., McCarron, J., DeMarco, P. -Maple Introductory Programming Guide, Maplesoft, a division of Waterloo Maple Inc., 2005
- 64. Neely A.B., Opal K.E., Tripp H.A., Power Savings and Load Reductions on Sucker Rod Pumping Wells, The 64th Annual Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers, San Antonio, octombrie 8-11, 1989.
- 65. Nickens H., Lea J.F., Cox J.C., Bhagavatula R., Garg D., Downhole Beam Pump Operation: Slippage and Buckling Forces Transmitted to the Rod String, Petroleum Society's 5th Canadian International Petroleum Conference (55th Annual Technical Meeting), Calgary, iunie 8 10, 2004.
- 66. Nolen K.B., Gibbs S.G., Quantitative Determination of Rod-Pump Leakage With Dynamometer Techniques, SPE Production Engineering, august 1990.
- 67. Panait Gh., Badoiu D., Asupra calculului momentului motor la mecanismele plane, Studii si cercetari de mecanica aplicata, tom 52, nr.1, 1993
- 68. Panait Gh., Badoiu D., Cercetări privind calculul momentului motor necesar la arborele de intrare al unităților de pompare folosite în industria petrolieră, Studii si cercetari de mecanica aplicata, tom 53, nr.1, 1994
- 69. Pascariu, I., Elemente finite Concepte-aplicații, Editura Militară, București, 1985
- 70. Paul J. J., Robert N.L., Richard J.S., The HEP (Hydraulic, Electronic, Pneumatic) Pumping Unit: Performance Characteristics, Potential Applications, and Field Trial Results Copyright 1981, Society of Petroleum Engineers of AIME Annual Fall Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers of AIME, San Antonio, octombrie 5-7, 1981.
- 71. Paul M., Sucker Rod Pumping Systems Design Another Look, Society of Petroleum Engineers-AIME, octombrie 1981.
- 72. Petre N., Contributii la studiul comportarii instalatiei de pompaj din sonde, Teza de doctorat, IPG

Ploiesti, 1980

- 73. Petre N., Chiţu-Militaru P., Extracția țițeiului prin pompaj cu prăjini, Ed. Tehnică, București, 1986
- 74. Petrie H., Erickson S.W., Field Testing the Turbo-Lift System, SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Las Vegas, septembrie 23-26, 1979
- 75. Pickford K.H., Morris B.J., Hydraulic Rod Pumping Units in Offshore Artificial Lift Applications, SPE Production Engineering, mai 1989.
- 76. Podio A.L., McCoy J.N., Collier F., Analysis of Beam Pump System Efficiency from Real-Time Measurement of Motor Power, Latin American/Caribbean Petroleum Engineering Conference, Buenos Aires, 27-29 aprilie 1994.
- 77. Podio A.L., McCoy J.N., Computerized Well Analysis, SPE latin American Petroleum Engineering Conference, Rio de Jeneiro, octombrie 14-19, 1990.
- 78. Podio A.L., McCoy J.N., Well Visualization and Analysis, Conf. Society of Petroleum Engineers, Calgary, iunie 10-13, 1990.
- 79. Popescu C., Coloja M. P., Extracția țițeiului și a gazelor asociate, Editura Tehnică, București, 1993
- Popescu C., Radulescu N., Alungirea statica a garniturii de prajini de pompaj si influenta ei cu privire la supracursa pistonului si la fenomenele vibratorii din prajini, Revista Romana de petrol, vol. 7, nr. 2, 2000
- 81. Popovici Al., Utilaj pentru exploatarea sondelor de petrol, Ed. Tehnică, București, 1989
- 82. Popovici Al., Cercetari asupra dinamicii instalatiilor de pompare pentru extractia petrolului, Teza de doctorat, IPG Ploiesti, 1976
- Popovici Al., Stabilirea prin calcul a dinamogramei de suprafata la unitatile de pompare, Mine, Petrol si Gaze, nr. 4, 1978
- 84. Popovici Al., Oscilatii libere si parametrice la instalatiile de pompare cu balansier, Revista de Petrol si Gaze, nr. 1, 1972
- 85. Posea, N., Rezistența materialelor, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979
- 86. Posea N., Calculul dinamic al structurilor, Ed. Tehnica, 1991
- 87. Pupăzescu, Al., Mecanică teoretică și Rezistența materialelor, Vol. I și II, Editura Universității din Ploiești, 2004
- 88. Purcel A., Pompe de adancime, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1976
- 89. Purcupile J.C., Nicol T.H., Using a Microcomputer To Perform Design Calculations Sucker Rod Pumping System, Conf. SPEDAL, Oklahoma, Martie, 1985.
- 90. Radulescu M., Cercetari asupra eficientei regimului de functionare al sondelor in pompaj de adancime cu prajini, Teza de doctorat, UPG Ploiesti, 1998
- 91. Rieniets R.W., Plunger travel of oil-well pumps, Drill Production Practice, API, New York, 1937
- 92. Robert H.G., Designing a Sucker-Rod Pumping System for Maximum Efficiency, SPE Production Engineering, noiembrie 1987.
- 93. Roderick R., Dickinson J.W., Use of Pattern-Recognition Techniques in Analyzing Downhole Dynamometer Cards, SPE Production Engineering, mai 1990.
- 94. Rogers J.D., Guffey C.G., Oldham W.J.B., Artificial Neural Networks Identification of Beam Pump Dynamometer Load Cards, Annual Technical Conference and Exhibition of the Society of Petroleum Engineers, New Orleans, septembrie 23-26, 1990.
- 95. Rowlan O.L., Mccoy J.N., Podio A.L., Best Method to Balance Torque Loadings on a Pumping Unit Gearbox, Journal of Canadian Petroleum Technology, nr.7, 2005.
- 96. Russel D.D., Schmidt Z., An Improved Model for Sucker Rod Pumping, SPE-AIME, februarie 1983.
- 97. Rusu L., Sava M., Optimizarea geometriei unei unitati de pompare cu schema inversa luand in considerare unghiul de transmitere, Annals of Oradea University, Vol. VI (XVI), 2007
- 98. Rusu L., Studiul cinematicii si dinamicii unitatilor de pompare cu balansier pentru extractia petrolului, Teza de doctorat, UPG Ploiesti, 2008
- 99. Schafer D.J., Jennings J.W., An Investigation of Analytical and Numerical Sucker Rod Pumping Mathematical Models, Texas A&MU, 1987.
- 100. Slonneger J. C., Back-Crank Problems and Rod-Line Pumping, Eastern District API Division of

Production spring meeting, 1938

- 101. Slonneger J.C., Vibration problems in oil wells, Production Practice, API, New York, 1937
- 102. Slonneger J.C., Vibration Problems in Oil Wells Units, The Petroleum Engineer, iulie, 1950.
- 103. Ștefan, S., Cercetări privind creșterea durabilității prăjinilor de pompare prin ecruisare superficială, tratament termic și construcții combinate, Teză de doctorat, UPG Ploiești, 1998
- 104. Stuntz, R. M., Surface-type Hydraulic Pumping Equipment, Meeting of the Petroleum Division, Am. Soc. Mining Engs., Tulsa, martie 5, 1947.
- 105. Svinos J.G., Exact Kinematic Analysis of Pumping Units, Conf. San Francisco, oct. 1983.
- 106. Svinos J.G., Rodstar-An Expert Rod Pumping System Predictive Simulator, International Technical Meeting Petroleum Society, Calgary, iunie 10 13, 1990.
- 107. Svinos J.G., Successful Application of Microcomputers To Analyze Sucker Rod Pumps Society of Pelroleum Engineers, Symposium on Polroleum Industry, San Jose, Iunie 27-29, 1988.
- 108. Toma G., Badoiu D., Research concerning the influence of some constructive errors on the dynamics of a pumping unit, Buletin UPG, Seria Tehnica, nr. 4, 2011
- 109. Toma G., Pupazescu Al., Badoiu D., On a synthesis problem of the mechanism of a sucker rod pumping unit, Buletin UPG, Seria Tehnica, nr. 4, 2013
- 110. Toma G., Pupazescu Al., Badoiu D., On the kinematics of some sucker rod pumping units, Buletin UPG, Seria Tehnica, nr. 3, 2014
- 111. Toma G., Pupazescu Al., Badoiu D., On the calculus of some cinematic parameters of the sucker rod pumping units, Buletin UPG, Seria Tehnica, nr. 1, 2015
- 112. Toma G., Pupazescu Al., Badoiu D., On the calculus of the motor moment of a sucker rod pumping unit, Buletin UPG, Seria Tehnica, nr. 4, 2015
- 113. Wiltse D.J., Long Stroke Pumping Units, SPE, mai 1995
- 114. Woinarovski R., Cinematica exacta a dispozitivului de actionare a pompelor de mare adancime, IPPG Bucuresti, 1955
- 115. Xiaagzhmg Y., Ytsting D., The Anslysis of Sucker Rod String in Directional Wells, Journal of Petroleum Technology, mai 1994.
- 116. Xu J., Shirazi S.A., Doty D.R., Schmidt Z., Biais R.N., A Comprehensive Rod-Pumping Model and Its Applications to Vertical and Deviated Wells, Symposium Oklahoma City, martie 28–31, 1999.
- 117. Xu J., Shirazi S.A., Doty D.R., Schmidt Z., Biais R.N., Prediction of Turbulent Friction in Rod Pumped Wells, Conf. Texas, 25-27 martie 1998.
- 118. Zaha J., Modern Oil Well Pumping, Petroleum Publishing Co., Tulsa, 1962
- 119. Zifend Li, Fundamental Equations for Dynamical Analysis of Rod and Pipe String in Oil and Gas Wells, SPE, 1999.
- 120. *** Well Analyzer Operating Manual, Echometer Company, Texas, 1993
- 121. *** API RP 11L, Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems (Conventional Units), 1988
- 122. *** API Std 11E, Pumping Units, 2008
- 123. * * * Autodesk Inventor, Tutorial learning resource
- 124. * * * Dassault Systemes, Catia V5 Help
- 125. *** Lufkin Products Group Beam pumping unit general catalog, www.lufkin.com
- 126. *** Vulcan Catalog general, <u>www.vulcan.ro</u>