

UNIVERSITATEA NAȚIONALĂ DE ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE POLITEHNICA BUCUREȘTI

Școala Doctorală de Inginerie Mecanică și Mecatronică

UNIVERSITÉ DE POITIERS

École Doctorale MIMME: Mathématiques, Informatique,
Matériaux, Mécanique, Energétique

TEZĂ DE DOCTORAT

Nr. Decizie 87 din 19/07/2024

Doctorand: Alice Alice MARINESCU

Comisia de doctorat

| | | |
|------------------------|---------------------------|----------------------------------------------|
| Președinte | Prof. Radu CHIRIAC | Politehnica București |
| Conducător de doctorat | Prof. Traian CICONE | Politehnica București |
| Conducător de doctorat | Prof. Aurelian FATU | Universitatea din Poitiers |
| Referent | Prof. Benyebka BOU-SAÏD | INSA Lyon |
| Referent | Prof. Michał WODTKE | Universitatea Politehnica din Gdansk |
| Examinator | Prof. Carmen BUJOREANU | Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” Iași |
| Examinator | Prof. Mircea D. PASCOVICI | Politehnica București |
| Examinator | Prof. Ilie MUSCĂ | Universitatea „Ștefan cel Mare” Suceava |

Rezumatul tezei de doctorat

*Analiza unor soluții constructive originale pentru lagărele axiale
hidrostatice cu elasticitate structurală*

Student Doctorand : Alice MARINESCU

*Directori de teză : Aurelian FATU
Traian CICONE*

Institut PPRIME, CNRS – Université de Poitiers, ISAE – ENSMA, UPR 3346, 11 Bd Marie et Pierre Curie,
86360 CHASSENEUIL DU POITOU (Franța)

Universitatea Națională de Știință și Tehnologie Politehnică București, Departamentul Organe de Mașini și
Tribologie, 313 Splaiul Independenței, 060042, BUCUREȘTI (ROMÂNIA)

Cuvinte cheie: lubrificație, lagăre hidrostatice, elasticitate, interacțiune fluid-structură, modele analitice, simulări
numerice, validare experimentală

CUPRINS

| | |
|-------------------------------------------------------------------------|-----------|
| CUVÂNT ÎNAINTE | 2 |
| 1. INTRODUCERE..... | 4 |
| 1.1. LUBRIFICAȚIA HIDROSTATICĂ | |
| 1.2. EFECTE DE ELASTICITATE ÎN LAGĂRELE HIDROSTATICE | |
| 1.3. BANCURI DE TESTARE PENTRU LAGĂRELE HIDROSTATICE | |
| 2. MODELE TEORETICE PENTRU LĂGARE CU UN BUZUNAR CENTRAL..... | 8 |
| 2.1. CONFIGURAȚII GEOMETRICE | |
| 2.2. MODELE..... | |
| 2.3. MODELE ANALITICE SIMPLIFICATE..... | |
| 2.4. ABORDARE NUMERICĂ: DIFERENȚE FINITE (ELASTICITATE LINIARĂ)..... | |
| 2.5. COMPARAȚIE : REZULTATE ANALITICE VS. DIFERENȚE FINITE | |
| 2.6. ABORDARE NUMERICĂ: ELEMENTE FINITE (ELASTICITATE NELINIARĂ)..... | |
| 2.7. CONCLUZII..... | |
| 3. STUDIUL EXPERIMENTAL AL LAGĂRELOR CU UN BUZUNAR CENTRAL | 18 |
| 3.1. BANCUL DE TESTARE | |
| 3.2. COMPARAȚIE TEORIE VS. EXPERIMENTE | |
| 3.3. CONCLUZII..... | |
| 4. MODELE TEORETICE PENTRU LAGĂRE CU BUZUNARE MULTIPLE | 21 |
| 4.1. MOTIVAȚIA STUDIULUI LAGĂRELOR CU BUZUNARE MULTIPLE | |
| 4.2. CONSIDERAȚII PENTRU OPTIMIZARE | |
| 4.3. CONFIGURAȚII GEOMETRICE..... | |
| 4.4. ANALIZA PARAMETRICĂ A LAGĂRELOR INELARE..... | |
| 4.5. EVALUAREA NUMERICĂ A NEALINIERII | |
| 4.6. CONCLUZII | |
| 5. STUDIUL EXPERIMENTAL AL LAGĂRELOR CU BUZUNARE MULTIPLE | 24 |
| 5.1. BANCUL DE TESTARE..... | |
| 5.2. RESULTATE..... | |
| 5.3. CONCLUZII | |
| 6. CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI PERSPECTIVE..... | 27 |
| BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ..... | 30 |

1. CUVÂNT ÎNAINTE

În cele ce urmează, doresc să îmi exprim recunoștința față de persoanele care au contribuit semnificativ la finalizarea acestei teze. În primul rând, doresc să îmi exprim aprecierea sinceră față de mentorii mei, **DI. Traian CICONE** și **DI. Aurelian FATU**. DI. CICONE a fost mentorul meu încă din anul trei de studii, întâi în cadrul Sesiunii Științifice Studentești, apoi al stagiului de practică obligatorie. Dumnealui a continuat să mă îndrume pe parcursul studiilor de Licență, Masterat și, în cele din urmă, al Tezei de Doctorat. De-a lungul timpului, am devenit colegi, iar dumnealui a devenit mai mult decât un simplu mentor, contribuind nu doar la dezvoltarea mea ca om de știință, ci și la cea personală, încrederea pe care mi-a acordat-o reprezentând fundamentul pe care mi-am construit realizările academice și personale.

Îi sunt de asemenea recunoscătoare **Dlui Aurelian FATU** pentru că a acceptat să îmi fie mentor și să mă primească în laboratorul IUT Angoulême. Natura dumnealui calmă și înțeleghătoare mi-a permis să lucrez în ritmul meu propriu, iar cu ajutorul dumnealui am reușit să-mi consolidez cunoștințele tribologice și să îmi îmbunătățesc abilitățile de modelare numerică. Încurajările dumnealui de a participa la conferințe și activități extracurriculare mi-au îmbogățit semnificativ experiența academică.

Doresc, de asemenea, să îmi exprim profunda recunoștință față de **DI. Mircea PASCOVICI**. Deși nu a fost mentorul meu desemnat, a fost un ghid spiritual, cultivând o legătură profundă care depășește pasiunea noastră comună pentru tribologie. Încurajările domniei sale mi-au stimulat creativitatea și continuă să mă inspire.

Mulțumiri speciale **Dlui Yann HENRY** care, deși nu a fost co-mentorul meu oficial, a tratat rolul de co-mentorat cu o deosebită seriozitate. Ajutorul oferit de către dumnealui atât la corectarea schițelor aferente concepției pieselor, cât și la demararea experimentelor, au reprezentat o parte importantă în finalizarea lucrării mele de doctorat.

Îmi exprim recunoștința față de **DI. Radu CHIRIAC** pentru că a acceptat să fie președintele comisiei mele de teză, precum și față de **Dna. Carmen BUJOREANU**, **DI. Benyebka BOU-SAÏD**, **DI. Michał WODTKE** și **DI. Ilie MUSCĂ**, care au acceptat cu amabilitate să fie membri ai comisiei de teză și referenți; corecturile și observațiile dumnealor au contribuit semnificativ la îmbunătățirea calității tezei mele.

Doresc să îmi exprim recunoștința sinceră față de colaboratorii mei științifici, **DI. Ștefan SOROHAN** și **DI. Eduard MOSES**, pentru timpul și îndrumarea oferite în înțelegerea simulării numerice în ANSYS. Expertiza și suportul dumnealor m-au ajutat să îmi îmbunătățesc cunoștințele teoretice și să avansez în subiectul cercetării mele.

De asemenea, doresc să îi mulțumesc domnului tehnician **Mihai ROZOREA** de la Politehnica București pentru asistența tehnică oferită. Dumnealui m-a ajutat la fabricarea primelor configurații testate, precum și cu alte componente adiacente necesare desfășurării experimentelor. De asemenea, țin să le mulțumesc și **Dlui Octavian URECHE**, director al companiei ICPEST, pentru ajutorul acordat în fabricarea cu succes a configurației de lagăr cu un singur buzunar, și **Dlui Christian NORMAND**, precum și echipei **Méca Service de Précision**, pentru ajutorul acordat în fabricarea configurației de lagăr cu buzunare multiple.

Sunt profund recunoscătoare Campus France și Guvernului Francez, precum și Erasmus+, pentru acordarea burselor care mi-au facilitat desfășurarea activității de cercetare în Franța pe parcursul a doi ani, asigurându-mi un parcurs academic lin.

Mulțumiri speciale prietenilor mei dragi, **BaPtiste COUDERC** și **Sara INEZLI**, pentru susținerea acordată; încurajările și ajutorul lor au fost o sursă constantă de inspirație și forță pe parcursul acestei călătorii. Le sunt la fel de recunoscător prietenilor și colegilor mei, **Petrică TURTOI**, **Cătălin ENESCU**, **Georgian LUPU**, **Răzvan NECHITA** și **Maxime LANG**, pentru ajutorul și suportul continuu.

Nu în ultimul rând, doresc să le mulțumesc din toată inima părinților mei, **Aurel** și **Zoica MARINESCU**, și **bunicii mele**, pentru că mi-au insuflat încă din copilărie o pasiune pentru știință și pentru că m-au încurajat să îmi depășesc limitele. Vă sunt recunoscătoare pentru că ați crezut în mine.

1. INTRODUCERE

Acest capitol prezintă principiul lubrificației hidrostactice și aplicația acesteia la lagărele cu film fluid, urmat de o revizuire succintă a unor lucrări de referință axate pe lagăre hidrostactice cu componente sau suporturi elastice.

Datorită utilizării prelungite, adesea în condiții nefavorabile, suprafețele componentelor mecanice sunt afectate de uzură, care rezultă ca urmare a frecării și căldurii generate de mișcarea relativă a pieselor în mișcare. Frecarea și, prin urmare, uzura, sunt direct corelate cu degradarea cantitativă a materialelor și, în cele din urmă, cu pierderea de material. Astfel, este esențial să prevenim, sau cel puțin, să reducem gradul de uzură pentru a asigura funcționarea optimă a sistemelor mecanice. O soluție importantă pentru a reduce frecarea și efectele sale subiacente este lubrificația.

Lubrificația constă în crearea unui film de fluid între două piese în mișcare relativă, ceea ce duce la o reducere drastică a frecării, reducând în consecință uzura. Lubrificația poate fi realizată fie prin mecanisme hidrostactice (HS), fie prin mecanisme hidrodinamice (HD). În lubrificația hidrostatică, suprafețele sunt separate printr-un film, dar spre deosebire de lubrificația hidrodinamică, unde filmul este auto-generat, presiunea de separare la lagărele HS este furnizată de o alimentare externă cu lubrifianț [2], [1].

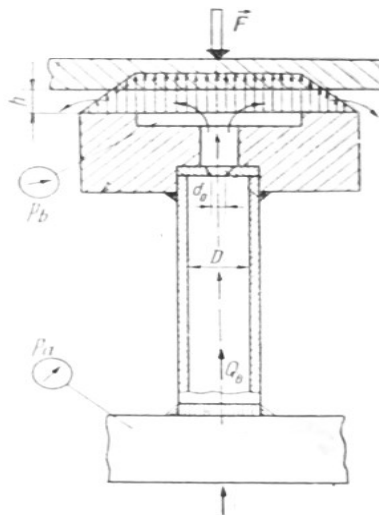


Fig. 1.1. Reprezentare schematică a unui lagăr hidrostatic

Datorită capacității lor de a susține sarcini mari pentru o gamă largă de viteze (inclusiv la viteză nulă), a frecării practic inexistente, și a stabilității lor superioare, lagărele hidrostactice sunt utilizate pe scară largă în diverse aplicații industriale, de la instalații de mari dimensiuni care necesită mișcări precise și lente, până la mașini-unelte și broșe, care necesită rigiditate și precizie ridicate.

Lagărele cu alunecare au fost studiate și utilizate pe scară largă în practică, și în general, componentele lor sunt rigide. Cu toate acestea, există soluții alternative de proiectare, bazate pe

compliantă. O astfel de soluție constă în includerea în geometria lagărelor a unui component fabricat dintr-un material elastic și foarte deformabil. O particularitate importantă a acestui tip de lagăr este că presiunea generată în film produce deplasări comparabile cu grosimea filmului.

Astfel, conceptul de compliantă reprezintă o noțiune de bază pentru prezenta lucrare, iar motivul alegerii compliantei ca soluție de proiectare pentru modelele propuse se bazează pe observațiile istorice ale avantajelor pe care un astfel de lagăr le aduce în termeni de parametri de performanță. De-a lungul timpului, s-a observat că incorporarea elementelor compliantă în componente mecanice oferă o serie de avantaje. Un exemplu bine cunoscut este lagărul cu foi [6], a cărui geometrie simplă și compactă s-a dovedit a fi o bună soluție pentru amortizare, în cazul lagărelor cu alimentare cu aer.

Cu toate acestea, utilizarea compliantei nu se limitează doar la lagăre, fiind de asemenea prezentă și în alte tipuri de mecanisme [2] și/sau organe de mașini; un alt exemplu sunt etanșările cu perii [6], care au demonstrat o toleranță mai mare la neregularitățile suprafeței, reducerea căldurii generate, și o capacitate de suportare a presiunilor mari, printre alte avantaje.

Complianta se poate obține fie prin utilizarea unor materiale deformabile, cu un modul Young mic [3], [5] fie prin utilizarea unor materiale flexibile – compliantă structurală [5]. În funcție de modul în care elementul compliant este integrat în geometria unui lagăr, se poate vorbi de compliantă internă [3], [4], [5] sau compliantă externă [8].

În primul caz, una sau ambele suprafețe conjugate ale lagărului sunt fie acoperite cu un material deformabil (cauciuc, plastic etc.), fie au una dintre suprafețele de contact flexibilă (de obicei, din elemente metalice subțiri); restrictorii de debit cu membrană metalică pot fi, de asemenea, considerați drept elemente cu compliantă structurală. În ceea ce privește complianta externă, una dintre cele două componente ale lagărului (de obicei, cea rigidă) este fixată pe un suport elastic [8].

Studiile anterioare au reliefat faptul că lagărele cu componente compliantă (fie prin natura materialului utilizat, fie prin mijloace structurale) au o capacitate de încărcare și o rigiditate mai mari decât alternativele lor rigide, în aceleași condiții de funcționare.

Pornind de la avantajele observate în analiza bibliografică a lagărelor hidrostatice compliantă, prezenta teză propune noi modele de lagăre hidrostatice cu compliantă structurală, cu scopul de a evidenția efectele lor pozitive, comparativ cu omologii lor rigizi. Studiul se concentrează pe efectele elasticității structurale asupra caracteristicilor de performanță ale lagărelor, mai precis, a capacității de încărcare, rigidității filmului, grosimii filmului, debitului, și a pierderilor de putere.

Deși lagărele hidrostatice rigide cu un unul sau mai multe buzunare au fost studiate în trecut, elementele de noutate ale modelelor propuse în cadrul acestei teze constau în utilizarea unor noi soluții constructive, bazate pe introducerea unor elemente compliantă cu geometrie inovativă,

precum și considerarea efectelor înclinării atât în condiții staționare, cât și la mișcare de rotație (pentru lagărele cu buzunare multiple).

În cele ce urmează, vor fi tratate doar câteva lucrări de referință pentru lagărele hidrostactice compliante. Astfel, pentru complianța internă cu materiale elastice, se vor discuta lucrările lui Dowson și Castelli, iar pentru complianța internă cu componentă flexibilă (așa-numita "complianță structurală") se va analiza lucrarea lui Davies. Pentru complianța externă, lucrarea lui Van Ostayen va fi luată drept referință.

Dowson și Taylor au fost pionieri în studiul influenței deformației elastice asupra performanțelor lagărelor hidrostactice compliante. Lucrarea lor a marcat începutul unui program de cercetare important, axat pe înțelegerea lubrificației în articulațiile umane. Studiul lor s-a concentrat pe analiza teoretică și experimentală a unui lagăr hidrostatic axial circular, fără buzunar, a cărui suprafață superioară a fost acoperită cu un strat subțire de elastomer. Analizele efectuate au reliefat caracterul pozitiv al complianței în îmbunătățirea capacității portante a lagărelor. Abordarea lor simplificată a oferit perspective valoroase asupra lubrificației elastohidrostactice (EHS), subliniind importanța cunoașterii proprietăților elastice ale materialului compliant utilizat pentru a face estimări exacte ale performanțelor lagărului. Totuși, studiul lor a fost limitat de dificultățile în estimarea corectă a coeficientului lui Poisson.

Castelli și colaboratorii au avansat studiul lagărelor hidrostactice compliante, concentrându-se pe un lagăr hidrostatic axial circular, alimentat central, asemănător celui studiat anterior de către Dowson și Taylor. Lucrarea lor a evidențiat beneficiile complianței în creșterea capacității portante printr-un model analitic simplificat, cunoscut sub numele de "Model Winkler" [10]. Acest model a considerat stratul de cauciuc drept o serie de arcuri liniare independente, fiecare comprimat de o presiune locală, astfel încât deformarea suprafeței să fie proporțională cu presiunea. Deși analiza lor a oferit perspective esențiale, în special pentru materialele cu un coeficient Poisson aproape de 0.5, a întâmpinat și limitări, precum complexitatea notațiilor lor adimensionale și provocările asociate cu modelarea elasticității liniare a cauciucului.

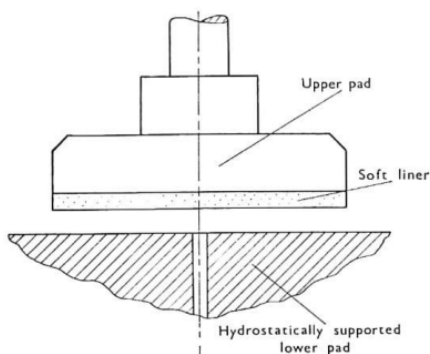


Fig. 1.2. Representare schematică lagărului EHS propus de Dowson și Taylor

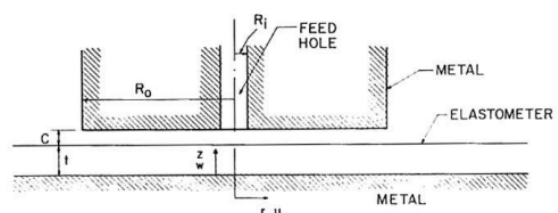


Fig. 1.3. Representare schematică lagărului EHS propus de Castelli et al.

Ca răspuns la provocările asociate cu complianța pe bază de elastomeri, Davies a propus un model de lagăr hidrostatic bazat pe complianță structurală, lucrarea sa reprezentând un progres semnificativ în domeniu. Configurația propusă de către acesta a constant într-un lagăr complet metalic, cu o placă subțire, ondulată, pe post de element compliant. Această placă, asemănătoare unei "pălării" răsturnate, plasată peste componenta inferioară rigidă a lagărului, s-a deformat în timpul funcționării sub acțiunea presiunii, conducând la îndoire inextensibilă.

Modelul lui Davies a abordat unele dintre problemele practice întâmpinate la lăgărele anterioare, cu elastomeri, cum ar fi degradarea materialului și compatibilitatea cu uleiul, oferind în același timp performanțe îmbunătățite pe o gamă mai largă de parametri operaționali. Analiza teoretică a inclus rezolvarea cuplată a ecuațiilor de elasticitate și curgere, demonstrând avantajele complianței structurale, în special în îmbunătățirea capacității portante și a adaptabilității la condiții de operare variabile.

Lucrarea lui Van Ostayen a introdus conceptul de complianță externă la lăgărele hidrostactice, în special pentru aplicații la scară largă, cum ar fi porțile de ecluză. Acesta a propus utilizarea unor lăgăre hidrostactice conectate la porțile de ecluză printr-un suport din cauciuc. Această soluție constructivă a avut scopul de a reduce frecarea, costurile de construcție și întreținere, conducând totodată la îmbunătățirea adaptabilității lagărului la neregularitățile suprafeței.

Van Ostayen a dezvoltat un model matematic pentru optimizarea parametrilor de proiectare ale acestor "hidro-suporturi", încorporând factori precum deformarea elastică, contactul parțial dintre suprafețe și lubrifiția hidrostatică. Rezultatele sale au arătat că lagărele cu un număr redus de buzunare pot obține o rigiditate comparabilă cu cele cu mai multe buzunare, reducând astfel necesitatea restrictorilor complecși și a pompelor de alimentare mari. Această abordare a oferit o soluție practică pentru aplicații hidrostactice la scară mare, echilibrând performanța cu posibilitățile de fabricație.

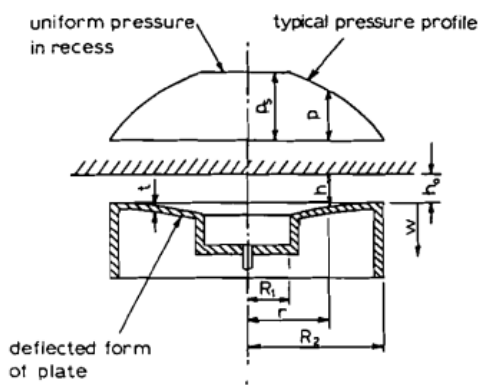


Fig. 1.4. Reprezentare schematică lagărului EHS propus de Davies

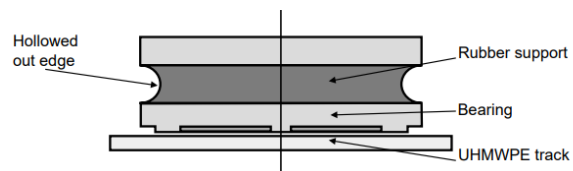


Fig. 1.5. Reprezentare schematică lagărului EHS propus de van Ostayen

2. MODELE TEORETICE PENTRU LAGĂRE CU UN BUZUNAR CENTRAL

În cadrul capitolului curent, efectele complianței sunt studiate pentru cazul unui lagăr hidrostatic axial cu un singur buzunar central. Se analizează două soluții de proiectare, care implică plăci încastrate (Fig. 2.1 a), respectiv plăci rezemate (Fig. 2.1 b). În ambele cazuri, plăcile acoperă cavitatea superficială, practică la nivelul componentei superioare a lagărului. Analizele sunt realizate în condiții izoterme și staționare. Se presupune că lagărul este perfect aliniat, având suprafețele plane, paralele și concentrice, asigurând astfel axi-simetria geometriei lagărului.

Pentru modelarea interacțiunii dintre fluid și solidul deformabil, se utilizează două ecuații de bază: ecuația de curgere și ecuația de deformare a plăcii. Deformarea elastică implică utilizarea teoriei plăcilor subțiri pentru deformări mici [3], [7] în timp ce pentru curgere, se folosește ecuația Reynolds [5] pentru fluide Newtoniene, incompresibile. Ecuațiile cuplate pentru interacțiunea fluid-structură pot fi rezolvate fie prin utilizarea unor soluții analitice simplificate, fie prin mijloace numerice. Capitolul actual abordează ambele metode.

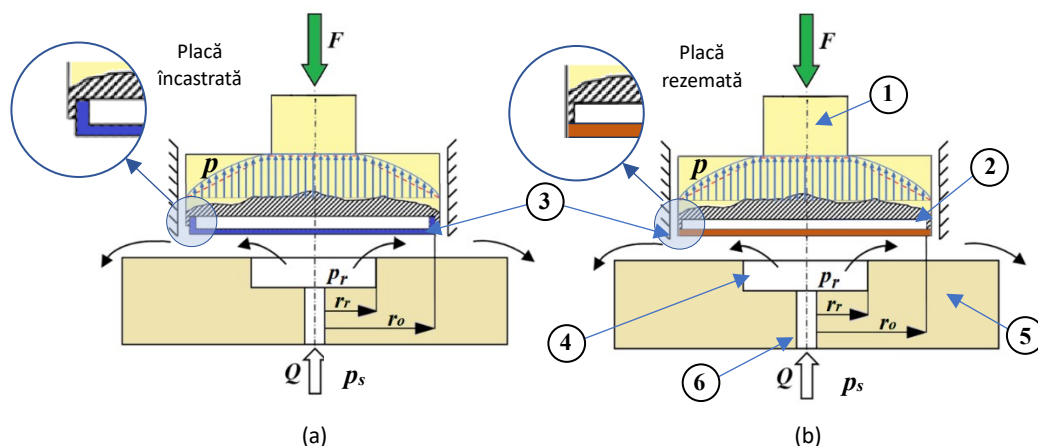


Fig. 2.1. Schema lagărului propus, în varianta cu plăci încastrate (a) sau simplu rezemate (b): 1 – componentă superioară; 2 – cavitate superficială; 3 – element compliant; 4 – buzunar; 5 – componentă inferioară; 6 – orificiu de alimentare.

Pentru soluțiile analitice simplificate, este necesar să se separe (decupleze) cele două ecuații fundamentale. Deoarece cele două ecuații utilizează parametri interconectați, este important să se stabilească mai întâi un ansatz (o presupunere inițială) pentru unul dintre acești parametri. Simplificările pe care se bazează cele două modele analitice sunt :

- o distribuție constantă a presiunii în buzunar și liniară pe pragul lagărului (Fig. 2.2 a) pentru calculul deformării plăcii – comună pentru ambele configurații geometrice (încastrată și rezemată);
- modelul plăcii încastrate utilizează o variație liniară a grosimii filmului pe pragul lagărului (Fig. 2.2 b);
- modelul plăcii rezemate consideră o variație parabolică a grosimii filmului în ecuația Reynolds pe pragul lagărului (Fig. 2.2 c).

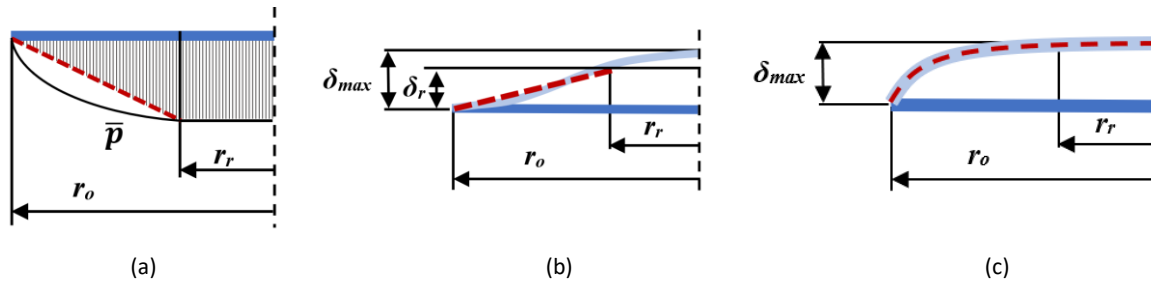


Fig. 2.2. Ipoteze ale modelelor analitice în ceea ce privește (a) distribuția presiunii și (b), (c) deformarea plăcii

Este de menționat faptul că, deși în literatură există formule simplificate pentru definirea deformării cauzate de o distribuție parabolică a presiunii, care ar fi mai realistă având în vedere forma umflată a distribuției presiunii pe prag, încercările de a diferenția sau integra astfel de distribuții de presiune pentru a obține parametrii de performanță de interes (ex. capacitatea portantă sau debitul) au fost nereușite; formele erau fie neintegrabile, fie aveau derivate cu un număr foarte mare de termeni, care nu puteau fi compactate în formulări elegante.

Plăcile au fost considerate a fi dintr-un material perfect elastic și omogen, fiind supuse unei presiuni distribuite axi-simetric. Pentru ambele geometrii ale plăcilor (încăstrată, respectiv rezemată), modelul de deformare elastică a urmat ipotezele plăcilor subțiri (Kirchhoff-Love), care consideră că deformațiile sunt mult mai mici decât grosimea plăcii, fără a depăși jumătate din aceasta. Ecuația de deformare a plăcii [11] poate fi scrisă în formă adimensională astfel:

$$\frac{d^4 \delta}{d\bar{r}^4} + \frac{2}{\bar{r}} \frac{d^3 \delta}{d\bar{r}^3} - \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{d^2 \delta}{d\bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}^3} \frac{d\delta}{d\bar{r}} = 12(1 - \nu^2)K\bar{p}(\bar{r}) \quad (2.1)$$

unde $K = \frac{p_s r_o^4}{Et^4}$ este un parametru elastic adimensional.

Condițiile la limită (CL) ale ecuației de elasticitate în formă adimensională sunt:

Pentru placa încăstrată:

1) Unghiul de rotație nul pe conturul plăcii:

$$\frac{d\bar{\delta}}{d\bar{r}} = 0 \text{ at } \bar{r} = 1 \quad (2.2)$$

Pentru placa rezemată:

1') Momentul de încovoiere radial nul pe conturul plăcii:

$$\left(\frac{d^2 \bar{y}}{d\bar{r}^2} + \frac{\nu}{\bar{r}} \frac{d\bar{y}}{d\bar{r}} \right) = 0 \text{ at } \bar{r} = 1 \quad (2.3)$$

CL aplicabile pentru ambele plăci :

2) Deformație nulă pe conturul plăcii:

$$\bar{\delta} = 0 \text{ at } \bar{r} = 1 \quad (2.4)$$

3) Forța de forfecare pe conturul plăcii este egală cu reacțiunea axială a încărcării față de placă (atunci când placa este încărcată cu o presiune variabilă în direcție radială).

$$\frac{d}{d\bar{r}} \left(\frac{d^2\delta}{d\bar{r}^2} + \frac{1}{\bar{r}} \frac{d\delta}{d\bar{r}} \right) = 12K(1 - \nu^2) \int_0^1 \bar{r} \bar{p}(\bar{r}) d\bar{r} \text{ at } \bar{r} = 1 \quad (2.5)$$

4) Deformația maximă (unghi de rotație zero) la centrul plăcii:

$$\frac{d\delta}{d\bar{r}} = 0 \text{ at } \bar{r} = 0 \quad (2.6)$$

Modelarea curgerii fluidului se bazează pe forma axi-simetrică unidimensională a ecuației Reynolds [55], ale cărei ipoteze de bază sunt:

- Lubrifiant Newtonian, incompresibil;
- Condiții de funcționare staționară;
- Curgere laminară, izoviscoasă, fără alunecare;
- Presiune constantă în interiorul buzunarului;
- Variația presiunii pe grosimea filmului este neglijată;
- Inerția, forțele gravitaționale și forțele externe sunt neglijate;

Pe baza presupunerilor menționate mai sus, ecuația Reynolds unidimensională este exprimată în formă adimensională astfel:

$$\frac{d}{d\bar{r}} \left(\bar{r} \bar{h}^3 \frac{d\bar{p}}{d\bar{r}} \right) = 0 \quad (2.7)$$

Aici, \bar{h} reprezintă grosimea adimensională a filmului, care este nedimensionalizată convenabil cu o grosime de referință arbitrară a filmului h_{ref} ; este de menționat că grosimea de referință a filmului nu influențează rezultatele dimensionale, indiferent de valoarea aleasă. Prin introducerea raportului de presiune $\beta = \frac{p_r}{p_s}$, CL ale ecuației (2.7) se pot scrie în format adimensional ca:

$$\bar{p} = \beta \text{ la } \bar{r} = R \quad (2.8)$$

$$\bar{p} = 0 \text{ la } \bar{r} = 1 \quad (2.9)$$

Ecuația (2.7) va fi integrată pe suprafața de contact a lagărului, corespunzătoare unui domeniu care variază de la R la 1 .

Grosimea adimensională a filmului $\bar{h}(\bar{r})$ este exprimată ca:

$$\bar{h}(\bar{r}) = \bar{h}_0 + \delta(\bar{r}) T \quad (2.10)$$

unde \bar{h}_0 este grosimea minimă adimensională a filmului, iar T este grosimea adimensională a plăcii.

Conform celei de-a doua ipoteze simplificatoare (Fig. 2.2b), $\delta(\bar{r})$ ia forme diferite, în funcție de geometria plăcii : ec. (2.11) pentru placa încastrată, respectiv ec. (2.12) pentru cea rezemată:

$$\delta(\bar{r}) = \delta_r \frac{1 - \bar{r}}{1 - R} \quad (2.11)$$

$$\delta(\bar{r}) = \delta_{max}(1 - \bar{r}^2) \quad (2.12)$$

unde δ_r este deformarea plăcii la marginea razei buzunarului iar δ_{max} reprezintă deformarea maximă (în centrul plăcii); cei doi termeni sunt detaliați mai jos.

Astfel, folosind soluțiile analitice deja existente în literatura de specialitate [71], [86] și combinându-le prin principiul suprapunerii efectelor, δ_r se poate scrie astfel:

$$\delta_r = \beta K(1 - v^2) \frac{129 - 290R^2 - 300R^3 + 225R^4 + R^5(146 - 780\ln R) + 90R^7}{1200(R - 1)} \quad (2.13)$$

Urmând aceeași procedură, pentru placa rezemată, δ_{max} se poate scrie ca:

$$\delta_{max} = \beta K \frac{3}{16}(1 - v)(5 + v) - 6\beta K(1 - v) \left[\frac{75R(5 + v) - 32(6 + v) - 100R^3(3 + v) + 117R^5 + 57R^5v - 60R^5\ln R(1 + v)}{2400(R - 1)} \right] \quad (2.14)$$

Efectul unui restrictor de tip orificiu calibrat [2], [1] este, de asemenea, luat în considerare. Debitul prin restrictor depinde de diferența de presiune dintre presiunea de alimentare p_s și presiunea din buzunar, p_r :

$$Q_d = \alpha \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_s - p_r)} \quad (2.15)$$

• **Distribuția presiunii**

Prin integrarea ecuației Reynolds (2.7) împreună cu condițiile sale la limită corespunzătoare (2.8), (2.9), și după multiple manipulări algebrice, se obține distribuția presiunii pe prag pentru placa încastrată (2.16):

$$\bar{p}(\bar{r}) = \beta \frac{f(\bar{r})}{f(R)} \quad (2.16)$$

unde

$$f(x) = \ln \left[\frac{\bar{h}_0 x}{\bar{h}_0 - \Delta(x - 1)} \right] - \frac{\Delta(4\bar{h}_0 + \Delta)}{2\bar{h}_0^2} + \frac{\Delta x [4\bar{h}_0 + \Delta(4 - 3x)]}{2[\bar{h}_0 - \Delta(x - 1)]^2} \quad (2.17)$$

cu $\Delta = \frac{\delta_r T}{1 - R}$

Când se efectuează aceeași integrare în cazul plăcilor simplu rezemate, se obține următoarea distribuție a presiunii pe prag:

$$\bar{p}(\bar{r}) = \beta \frac{g(\bar{r})}{g(R)} \quad (2.18)$$

unde funcția auxiliară g este definită ca:

$$g(x) = \frac{3(\bar{h}_0 + \Delta^*)^2 - 2(\bar{h}_0 + \Delta^*)\Delta^* x^2}{2[(\bar{h}_0 + \Delta^*) - \Delta^* x^2]^2} - \frac{3(\bar{h}_0 + \Delta^*)^2 - 2(\bar{h}_0 + \Delta^*)\Delta^*}{2[(\bar{h}_0 + \Delta^*) - \Delta^*]^2} + \ln \left(\frac{\bar{h}_0 x^2}{\Delta^*(\bar{h}_0 - x^2)} \right) \quad (2.19)$$

cu $\Delta^* = \delta_{max} T$.

• **Capacitatea portantă**

Pentru a obține capacitatea portantă, trebuie să se integreze distribuția presiunii, adunând contribuțiile presiunii în buzunar și pe prag:

$$\bar{F} = \beta R^2 + 2\beta \int_R^1 \bar{r} \bar{p} d\bar{r} \quad (2.20)$$

Înlocuind $a = \bar{h}_0 + \Delta$, se obține capacitatea de încărcare adimensională pentru cazul plăcii încastrate:

$$\bar{F} = \beta R^2 + \frac{2\beta}{f(R)} \left\{ \frac{(1-R)(\bar{h}_0 + \Delta) [(3\Delta R^2 + \Delta R)(\bar{h}_0 + \Delta) - (R+1)(\bar{h}_0 + \Delta)^2 - 2\Delta^2 R^2]}{4\bar{h}_0^2 [\bar{h}_0 + \Delta(1-R)]} - \frac{R^2}{2} \ln \left[\frac{R\bar{h}_0}{\bar{h}_0 + \Delta(1-R)} \right] \right\} \quad (2.21)$$

În mod similar, înlocuind $A = \bar{h}_0 + \Delta^*$, se obține ecuația pentru capacitatea de încărcare a plăcilor simplu rezemate:

$$\bar{F} = \beta R^2 + \frac{2\beta}{g(R)} \left\{ \frac{(1-R^2)(\bar{h}_0 + \Delta^*) \{ (\bar{h}_0 + \Delta^*)(1+3R^2)\Delta^* - 2 [(\bar{h}_0 + \Delta^*)^2 + (\Delta^* R)^2] \}}{4H_0^2 [\bar{h}_0 + \Delta^*(1-R^2)]} - \frac{R^2}{2} \ln \left[\frac{R^2 \bar{h}_0}{\bar{h}_0 + \Delta^*(1-R^2)} \right] \right\} \quad (2.22)$$

Pentru ecuația de echilibru static, capacitatea de încărcare este egalată cu o sarcină dată:

$$\bar{F} = \frac{F}{\pi r_0^2 p_s}$$

• Debitul

Prin derivarea ecuației (2.16) și după mai multe simplificări, se obține debitul adimensional calculat pe pragul lagărului pentru configurația cu placă încastrată:

$$\bar{Q} = -\beta \frac{\pi (\Delta + \bar{h}_0)^3}{6 f(R)} \quad (2.23)$$

În mod similar, prin derivarea ecuației (2.18), se poate obține debitul adimensional pentru configurația cu placă simplu rezemată:

$$\bar{Q} = -\beta \frac{\pi (\Delta^* + \bar{h}_0)^3}{3 g(R)} \quad (2.24)$$

Pentru a obține parametrii \bar{h}_0 și β , este necesară rezolvarea unui sistem non-liniar, care cuprinde ecuația de echilibru static și ecuația de conservare debitului. Ecuațiile de conservare a debitului (2.25), (2.26) sunt rezumate astfel: debitele prin restrictor (6) și pe pragul lagărului (2.23), (2.24) sunt considerate egale. Astfel, pentru placa încastrată, se obține:

$$\frac{\pi (\Delta + \bar{h}_0)^3}{6 f(R)} K_D = \frac{\sqrt{1-\beta}}{\beta} \quad (2.25)$$

Iar pentru placa simplu rezemată:

$$\frac{\pi (\Delta^* + \bar{h}_0)^3}{3 g(R)} K_D = \frac{\sqrt{1-\beta}}{\beta} \quad (2.26)$$

unde $K_d = \frac{2h_{ref}^3 \sqrt{2\rho p_s}}{\pi \alpha \eta d^2}$ este un parametru complex, dependent de caracteristicile restrictorului utilizat.

În continuare, s-a urmărit dezvoltarea unui model numeric pentru a valida modelele analitice detaliate anterior și pentru a oferi un grad mai mare de acuratețe în evaluarea performanței lagărului. Modelul numeric oferă capacitatea de a realiza analize parametrice detaliate și facilitează comparația cu rezultatele experimentale. Algoritmul aferent modelului numeric este detaliat în figura 2.3.

A fost efectuată și o analiză de rafinare a discretizării pentru a determina numărul optim de elemente pe raza plăcii. Acest lucru s-a realizat prin dublarea numărului de elemente utilizate anterior pentru fiecare nouă iterație, până când erorile relative în ceea ce privește capacitatea de încărcare, grosimea filmului și debitului între două iterații consecutive au fost mai mici de 0.1%.

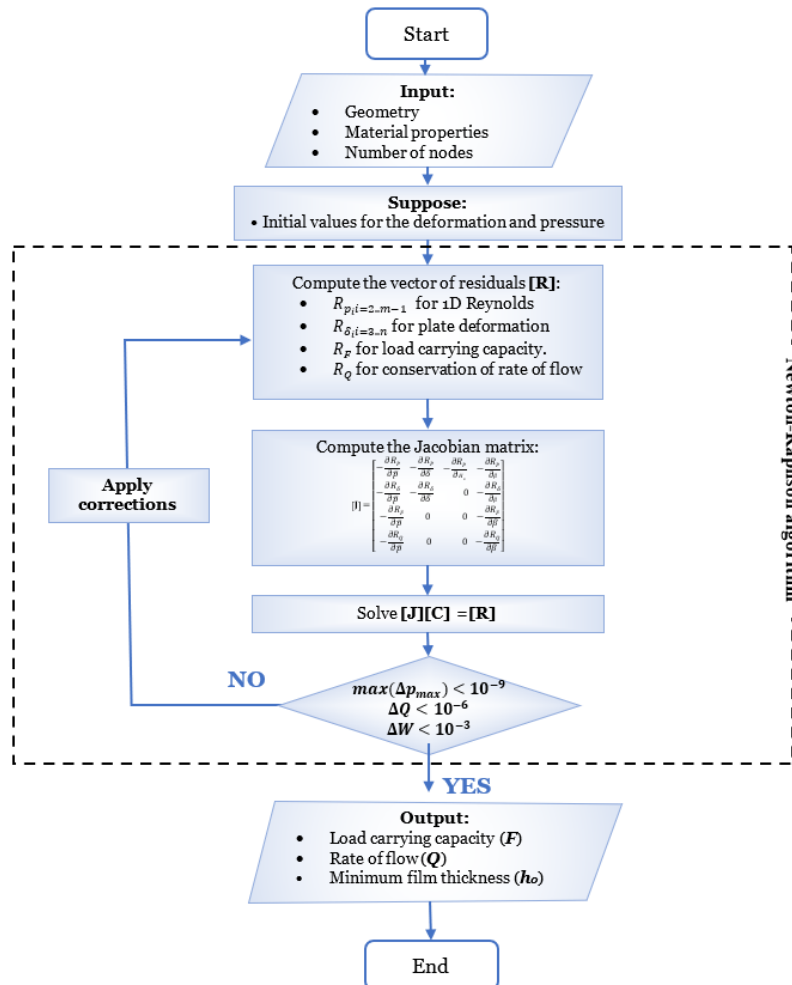


Fig. 2.3. Algoritmul de calcul numeric

Subsecvent, modelul numeric a fost comparat cu un model numeric din literatura de specialitate, dezvoltat de Davies [4], datorită asemănărilor în ceea ce privește geometria lagărului și tipul de compliantă, respectiv utilizarea unei plăci metalice subțiri și flexibile.

Deși ambele lagăre au un buzunar circular plasat central, în soluția lui Davies, componenta inferioară a lagărului (inclusiv buzunarul) este cea compliantă, și nu cea superioară, așa cum este în soluția propusă. Din acest motiv, în cazul lui Davies, placa are o geometrie complet diferită față de cea propusă în lucrarea actuală. În ambele cazuri, elementele compliantă sunt supuse unei încovoieri inextensibile.

Atât abordarea curentă, cât și cea considerată de Davies urmează o linie similară, analizele fiind realizate pentru cele două modele atât pe cale teoretică, precum și pe cale experimentală. Studiile teoretice se concentrează în ambele cazuri pe o abordare care include ecuația elasticității pentru plăci subțiri și forma 1D a ecuației Reynolds. Cu toate acestea, soluția analitică a lui Davies nu include efectul unui restrictor.

Din punct de vedere numeric, ambele soluții implică utilizarea unui cod cu diferențe finite de ordinul I. Pentru a acoperi o gamă mai largă de valori posibile, comparațiile au fost efectuate folosind formele adimensionale ale parametrilor de performanță de interes. Totuși, având în vedere că cele două lucrări au recurs la forme diferite de adimensionalizare, a fost necesară folosirea aceluiași notații adimensionale pentru ca rezultatele să poată fi comparate.

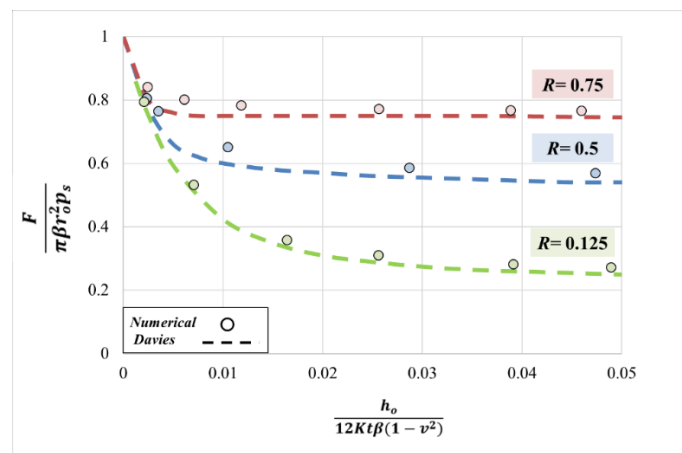


Fig. 2.4. Variația portanței adimensionale cu grosimea minimă de film: model numeric diferențe finite vs. model numeric Davies [4]

Fig. 2.4 prezintă variația capacității portante adimensionale în funcție de grosimea minimă a filmului, pentru trei raze relative ale buzunarului ($R = 0.125$, $R = 0.5$ și $R = 0.75$). Rezultatele lui Davies sunt reprezentate cu linii punctate pe grafic, în timp ce abordarea numerică dezvoltată în cadrul acestui capitol este reprezentată cu marcatori rotunzi. Se poate observa că rezultatele arată o bună corelație cu rezultatele lui Davies, cu diferențe mai mici pe măsură ce valorile razei relative a buzunarului scad (adică pentru suprafețe de contact mai mari). Diferențe mai mici între modele se observă pentru valori mai mari ale grosimii adimensionale conform lui Davies, $\frac{h_0}{12Kt\beta(1-\nu^2)}$ corespunzătoare valorilor mai mici ale presiunii de alimentare sau valorilor mai mari ale grosimii minime a peliculei.

În ceea ce privește comparația dintre rezultatele obținute pe cale analitică și cele numerice (fig. 2.5 ; fig. 2.6), procesul de validare a confirmat fiabilitatea modelelor analitice, cu diferențe relative acceptabile între rezultatele analitice și cele numerice – de la 1 la 5 % pentru sarcini mici și medii, ajungând la aproximativ 13 % pentru sarcini mari pentru fiecare configurație. Acest lucru a permis utilizarea modelelor analitice într-o analiză parametrică adimensională, luând în considerare geometria, proprietățile materialelor și condițiile de funcționare ale lagărelor.

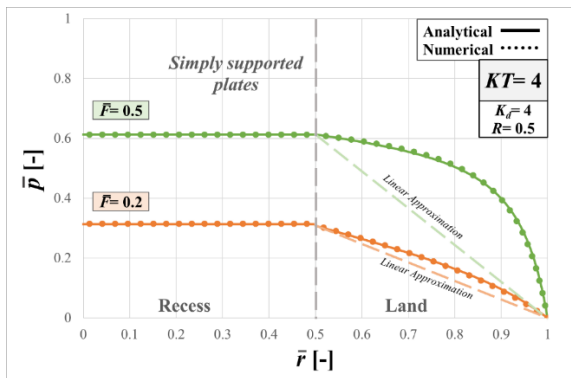


Fig. 2.5. Distribuția radială a presiunii pentru plăci rezemate ($KT=4$): rezultate numerice vs. analitice

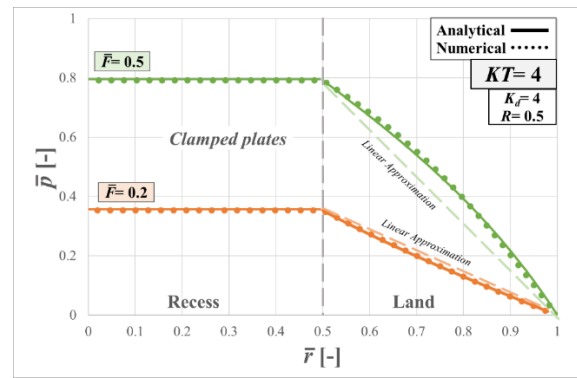


Fig. 2.6. Distribuția radială a presiunii pentru plăci încastate ($KT=4$): rezultate numerice vs. analitice

Analiza s-a concentrat pe trei parametri ($K = \frac{p_s r_o^4}{E t^4}$, $T = \frac{t}{h_{ref}}$ și $R = \frac{r_r}{r_o}$, unde p_s reprezintă presiunea de alimentare, r_o raza exterioară a lagărului, r_r raza buzunarului, E modulul lui Young, t grosimea plăcii iar h_{ref} o grosime de film de referință). Aceste analize au fost efectuate în formă adimensională, permițând o acoperire mai largă a parametrilor de intrare pentru lagăre. Fiecare parametru a fost variat separat, în timp ce ceilalți au fost menținuți constanți.

Comparând performanțele celor două soluții propuse, s-a observat că plăcile încastate au prezentat o grosime minimă a filmului mai mare și un debit mai mic în comparație cu plăcile simplu rezemate. Diferențele de performanță ale celor două configurații, chiar și atunci când condițiile de funcționare erau aceleași, provin din faptul că modul de fixare al plăcilor influențează gradul lor de rigiditate. Astfel, o placă încastată este mai rigidă decât o placă simplu rezemată, ducând la un debit mai mic.

În general, lagărele rigide tind să aibă debite mai mici comparativ cu cele compliante. Cu toate acestea, în ciuda debitelor mai mari, lagărele compliante excelează în alți parametri de performanță, cum ar fi capacitatea de încărcare. Prin urmare, cu cât lagărul este mai elastic, cu atât capacitatea sa de încărcare este mai mare. Astfel, placa simplu rezemată, fiind mai elastică și predispusă la deplasări mari, prezintă o capacitate de încărcare mai mare.

Aproximarea dintre modelele analitice și simulările numerice este fiabilă pentru sarcini mici și medii. La sarcini mari, presiunile pe suprafața de contact deveneau, de asemenea, mai mari, ducând la deplasări mai mari care, la rândul lor, se depărtau față de ipotezele simplificate propuse. Modelul numeric evidențiază clar rigiditatea crescută a lagărului elastic (fig. 2.7), care poate fi de până la două ori mai mare decât cea a lagărului rigid. O rigiditate maximă a fost, de asemenea, evidențiată, considerând că aceasta poate fi un criteriu de optimizare a lagărelor. Rezultatele teoretice au arătat că elasticitatea plăcii lagărului influențează în mod direct proporțional rigiditatea filmului fluid.

Cu toate acestea, acest efect pozitiv este limitat de deplasările maxime, în cazul plăcilor foarte elastice. Dacă deplasarea maximă depășește jumătate din grosimea plăcii, efectele elastice neliniare predomină și modelul numeric devine mai puțin realist. Mai mult de atât, atunci când

deplasarea crește peste o anumită limită, tensiunea normală maximă devine, de asemenea, o preocupare majoră.

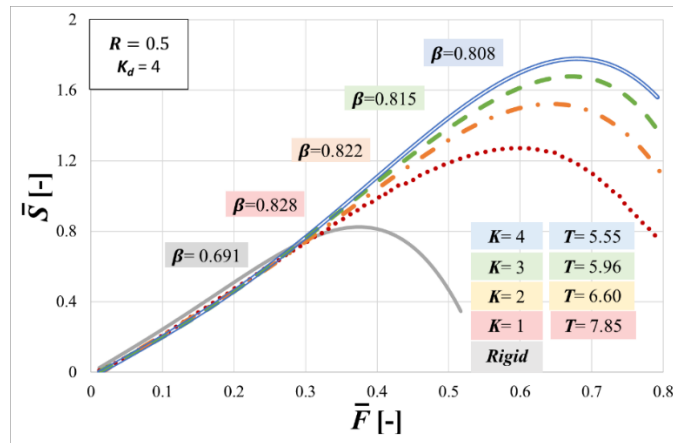


Fig. 2.3. Rigiditatea adimensională a filmului, în funcție de portanța adimensională pentru $K \in (1..4)$ și $T \in (5.55..7.85)$

Spre deosebire de abordarea numerică 1D care se baza pe o discretizare manuală a deformării plăcii, pentru abordarea cu elemente finite 2D, utilizată pentru analiza deplasărilor neliniare, discretizarea deplasării plăcii a fost realizată cu ajutorul unei aplicații terțe, și anume software-ul comercial de simulare numerică Abaqus [1].

La aplicarea unei presiuni asupra unui nod, aceasta se propagă, având un efect asupra tuturor celorlalte noduri ale corpului, astfel că a fost necesară transformarea acestei presiuni în forțe nodale, aplicate fiecărui nod al rețelei. Pentru a rezolva cuplajul FSI, Abaqus a folosit un algoritm Newton-Raphson care a integrat soluția ecuației lui Reynolds furnizată de un cod Fortran [4]. Acest cod a fost utilizat pentru a calcula presiunile, care ulterior au fost transformate în forțe nodale și în derivate ale acestor forțe nodale (în funcție de deplasare), devenind astfel date de intrare pentru software-ul Abaqus.

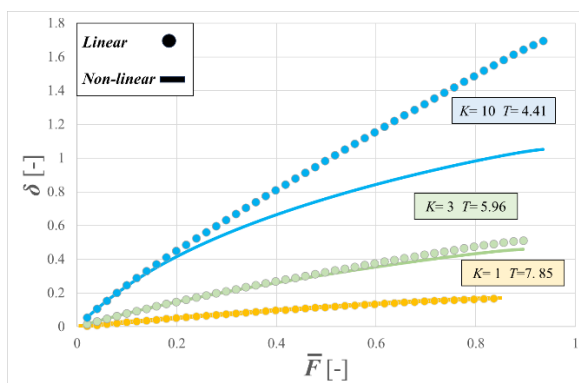


Fig. 2.8. Deplasarea adimensională, în funcție de portanță

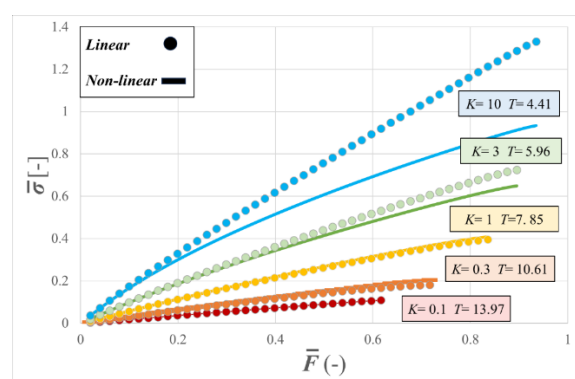


Fig. 2.9. Tensiunea adimensională, în funcție de portanță

Efectul modelului de deplasare neliniară asupra performanțelor lagărelor hidrostactice compliante cu un singur buzunar a acoperit lacune în cercetările existente axată pe astfel de efecte în cadrul lagărelor. Studiul a comparat modelele de elasticitate liniară și neliniară prin diverse analize, reliefând diferențe semnificative la nivelul deplasărilor (fig. 2.8) și tensiunilor von Mises (Fig. 2.9), în special pentru plăcile subțiri la valori ridicate ale parametrului dimensional K (și corespunzător, la valori mici ale lui T).

Modelele liniare au fost mai precise pentru valori mici ale lui K (și valori mai mari ale lui T). Pentru valori mai ridicate ale lui K , comparativ cu rezultatele obținute folosind un model de deformări neliniare, s-au atins erori de până la 50 % în termeni de deplasare și 40 % în termeni de tensiuni. Pentru valori echilibrate ale erorii (<10 %), parametrul K ar trebui menținut sub 4. Aceste rezultate s-au dovedit a fi în acord cu rezultate obținute anterior folosind diferențe finite, confirmând limitele modelelor de elasticitate liniară.

3. STUDIUL EXPERIMENTAL AL LAGĂRELOR CU UN BUZUNAR CENTRAL

3.1. BANCUL DE TESTARE

Într-o primă etapă, inițiată la Politehnica din București, studiul experimental a urmărit o serie de experimente desfășurate pe un lagăr hidrostatic compliant staționar, cu un singur buzunar (Fig. 3.1), precum și pe o alternativă rigidă având aceleași dimensiuni. Experimentele au avut ca scop validarea rezultatelor teoretice (analitice și numerice – cap. 2).

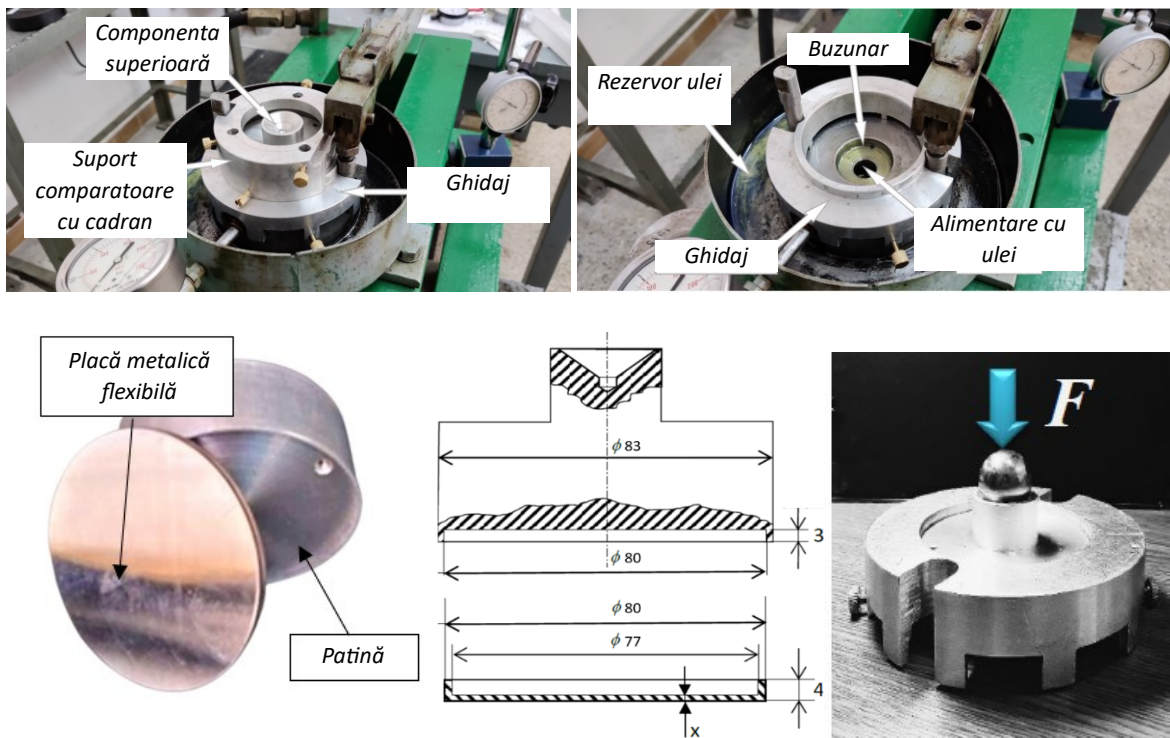


Fig. 3.1. Lagărul elasto-hidrostatic (EHS) testat

Lucrarea experimentală a fost realizată pe un banc de încercări al Departamentului de Organe de Mașini și Tribologie al Politehnicii București, utilizat în principal pentru testarea lagărelor rigide. Bancul a fost adaptat pentru a acomoda noul dispozitiv experimental, iar instrumentarea acestuia a fost îmbunătățită. Bancul de test și schema sa detaliată sunt prezentate în Fig. 3.2.

Uleiul injectat în buzunar este colectat într-un rezervor situat la diametrul exterior al lagărului. Bancul de încercări folosește un lubrifianț hidraulic de tip ISO VG-46. Sarcinile sunt aplicate mecanic prin intermediul unui braț amplificator rigid, articulat la un capăt printr-o articulație sferică, care apasă pe componenta superioară (patina) și asigură alinierea corespunzătoare a celor două componente ale lagărului. La celălalt capăt al brațului, o placă de încărcare este echipată pentru a suporta diferite greutăți calibrate. În timpul testelor efectuate pe lagărul rigid, au fost aplicate sarcini variind până la 1200 N, iar pentru configurațiile elastice, acestea au ajuns până la 2000 N.

Metodologia experimentală pentru testarea lagărelor hidrostactice implică mai multe etape. În primul rând, este necesar să se verifice dacă robinetul cilindrului gradat este închis și, în caz contrar, orice lubrifianț rămas din experimentul anterior trebuie eliminat. Comparatoarele cu cadran trebuie calibrate la zero, astfel încât să indice o grosime nulă a filmului.

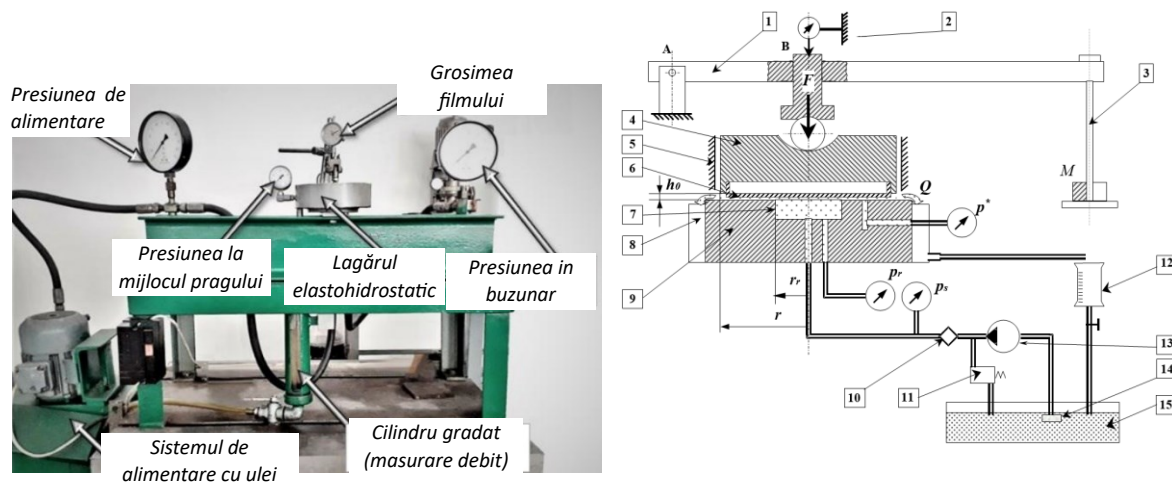


Fig. 3.2. Vedere de ansamblu și schema bancului de încercări

În continuare, se plasează prima greutate cu masă cunoscută M pe placa de încărcare situată la extremitatea brațului de amplificare a sarcinii, iar motorul electric care acționează pompa de ulei este pornit. În acest moment, se monitorizează atent manometrul de presiune al buzunarului și se înregistrează prima creștere a presiunii, cunoscută sub denumirea de presiune de ridicare. După atingerea acestei valori maxime, presiunea din buzunar se stabilizează. Ulterior, se notează valorile presiunii de alimentare, a presiunii din buzunar și a presiunii măsurate la mijlocul pragului, precum și grosimile filmului indicate de comparatoarele cu cadran/senzorii de deplasare LVDT.

Pentru măsurarea debitului, se închide robinetul cilindrului gradat și se măsoară timpul necesar pentru acumularea unui volum fix de ulei în cilindru. Totodată, se măsoară temperatura uleiului din rezervor.

După înregistrarea acestor măsurători, robinetul cilindrului se deschide, iar motorul electric se oprește. Procesul se repetă pentru diferite greutăți, de obicei cu incrementări de 100 N. Pentru a obține un set de date util, experimentele se realizează cu cel puțin 5 sarcini diferite pe placă.

Validarea experimentală a implicat comparații cantitative între estimările numerice și rezultatele experimentale (fig. 3.3), pentru a ne asigura că modelul teoretic utilizat reflectă cu o precizie suficientă comportamentul real al sistemului mecanic.

Analiza experimentală a urmărit două direcții:

- *Evaluarea diferențelor între rezultatele teoretice și cele experimentale.*
- *Compararea rezultatelor obținute pentru lagărul rigid și două configurații elastice cu plăci de grosimi diferite.*

Rezultatele au demonstrat superioritatea soluției elastice în comparație cu cea clasică, rigidă. În plus, rezultatele obținute au fost foarte asemănătoare cu cele estimate și măsurate pentru lagărele EHS cu plăci elastice.

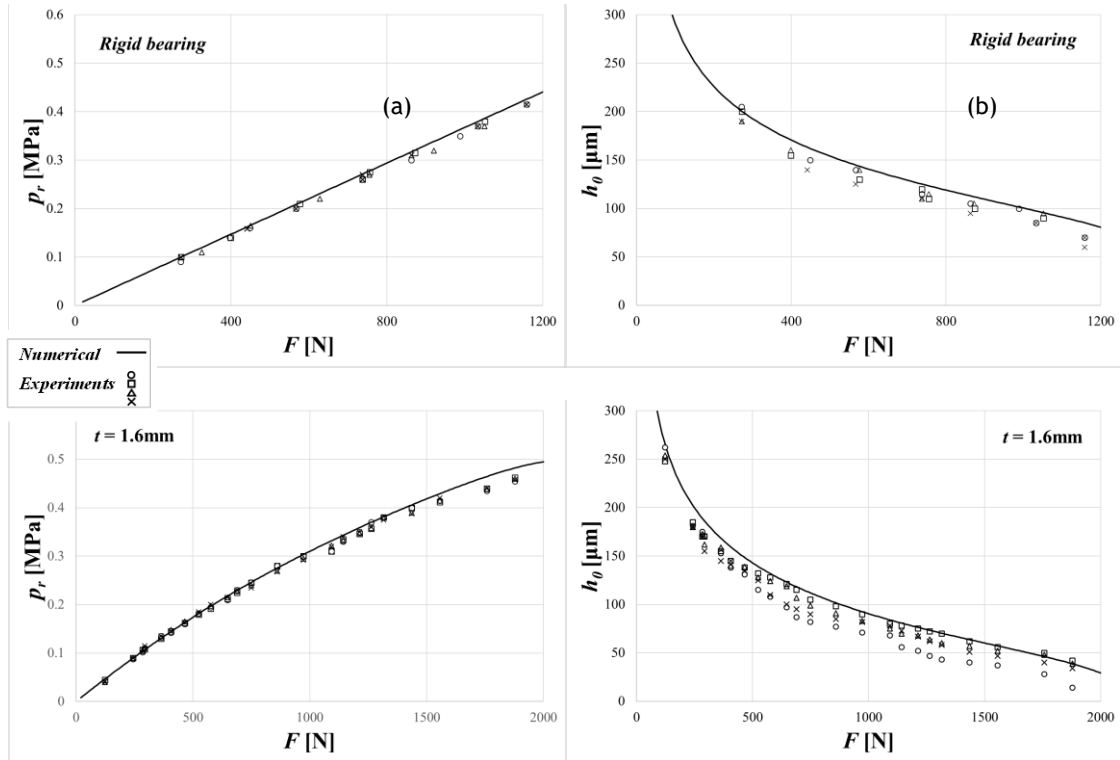


Fig. 3.3. Comparația rezultatelor numerice cu rezultatele obținute experimental pentru lagăre rigide și compliante ($t=1.6\text{mm}$)

4. MODELE TEORETICE PENTRU LAGĂRE CU BUZUNARE MULTIPLE

Rezultatele teoretice și experimentale obținute anterior pentru lagărele EHS cu un singur buzunar circular au demonstrat că această geometrie este susceptibilă la înclinare (nealinieră) la sarcini medii și mari; acest lucru poate fi problematic, deoarece duce la creșterea debitului și, în cazuri mai grave, la o funcționare instabilă a sistemului mecanic. Pentru a remedia inconvenientele întâmpinate în timpul testării lagărului cu un singur buzunar, a fost explorată o nouă configurație de lagăr, și anume, cu buzunare multiple.

Lagărele hidrostactice cu mai multe buzunare prezintă o serie de avantaje față de configurațiile cu un singur buzunar. În primul rând, creșterea numărului de buzunare permite o distribuție uniformă a sarcinii. Acest lucru face ca lagărele cu buzunare multiple să fie adecvate pentru aplicații precum mașinile industriale de mari dimensiuni sau aplicațiile aerospațiale.

În al doilea rând, în cazul lagărelor rigide, s-a observat cum configurațiile cu mai multe buzunare oferă o rigiditate mai bună și caracteristici de amortizare îmbunătățite. Acest lucru poate contribui la reducerea vibrațiilor și la îmbunătățirea stabilității generale a lagărului, aspect important în aplicațiile care necesită o precizie și acuratețe ridicate.

Mai mult, lagărele cu buzunare multiple pot funcționa cu o presiune de alimentare mai mică decât lagărele cu un singur buzunar, ceea ce reduce consumul de energie pe termen lung. Această presiune de alimentare mai scăzută ajută, de asemenea, la reducerea cantității de căldură generată în timpul funcționării, contribuind astfel la prelungirea duratei de viață a lagărului.

În concluzie, lagărele hidrostactice cu buzunare multiple oferă avantaje semnificative față de omologii lor cu un singur buzunar, făcându-le o opțiune atractivă pentru o gamă largă de aplicații.

Printre aspectele luate în considerare în modelarea lagărului cu mai multe buzunare se regăsesc: numărul de buzunare, unghiul de deschidere al acestora, raportul dintre suprafața buzunarului și cea a lagărului, precum și eventualul suport al unui arbore de către lagăr, putându-se opta fie pentru un lagăr inelar (numit și lagăr de trecere) (fig. 4.1a) fie pentru un lagăr de capăt (fig. 4.1b).

Deși configurațiile analizate în cadrul acestui capitol prezintă diferențe în ceea ce privește numărul de buzunare sau forma plăcii elastice, modelul de bază propus pentru lagărele EHS rămâne același. Astfel, lagărul este compus din două componente circulare, între care este interpusă o placă elastică – elementul compliant.

Placa elastica, încastrată, acoperă componenta superioară a lagărului, care prezintă o cavitate de adâncime redusă. Placa este subțire, flexibilă și realizată dintr-un material omogen și izotrop; pentru analiza actuală au fost luate în considerare mai multe grosimi ale plăcilor. Componenta

inferioară a lagărului conține trei sau patru buzunare sub forma unor sectoare inelare, trapezoidale, care sunt conectate la sistemul de alimentare printr-un ansamblu de restrictori de debit.

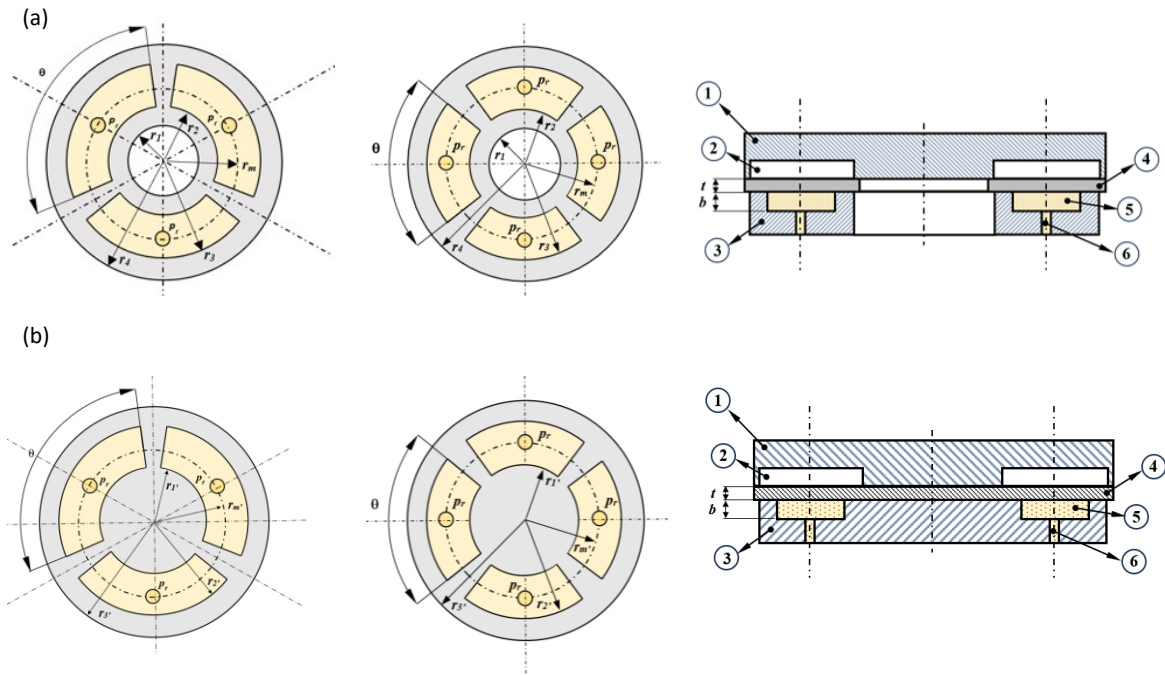


Fig. 4.1. Lagăre (a) inelare și (b) de capăt: configurații cu trei sau patru buzunare

1—componenta superioară; 2 – cavitate inelară; 3 – componenta inferioară; 4 – placa elastică; 5 – buzunare; 6 – orificiu de alimentare cu lubrifianț

În primă instanță, analiza numerică s-a concentrat pe lagărele inelare (de trecere), datorită faptului că, în practică, prevalența acestora este mai mare decât cea a lagărelor de capăt. S-a urmărit realizarea unei optimizări pentru pierderile de putere în funcție de raza relativă $R' = \frac{r_3 - r_2}{r_4 - r_1}$ (fig. 4.2).

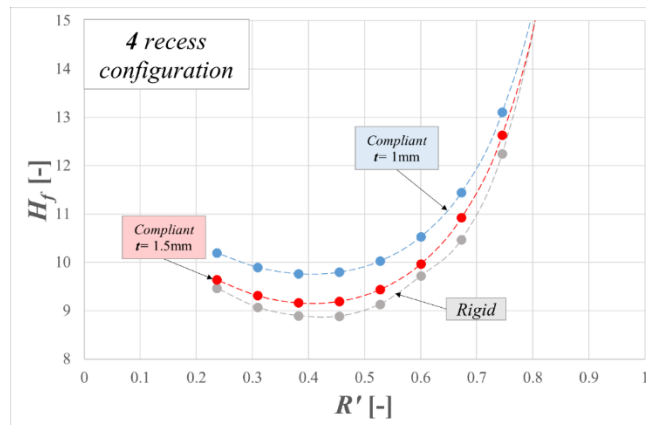


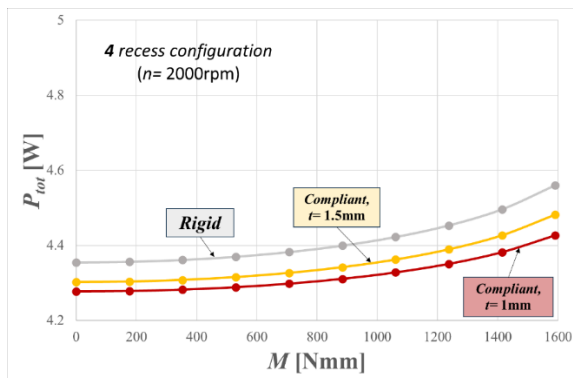
Fig. 4.2. Comparația coeficientului de putere H_f pentru lagăre inelare rigide sau compliant, cu trei sau patru buzunare

Rezultatele au fost obținute cu un cod Fortran cu o discretizare cu elemente finite 2D, care a utilizat metoda matricei de complianță. Algoritmul a folosit o abordare de tip Newton-Raphson, similară cu cea utilizată pentru metoda numerică prin diferențe finite 1D descrisă în capitolul 2.

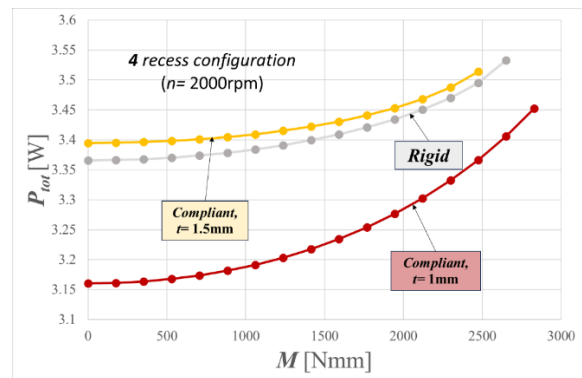
Principala diferență a constat în faptul că, în loc de a furniza manual discretizarea numerică a deplasărilor, codul actual a utilizat matricea de complianță furnizată de o aplicație terță, și anume, software-ul de modelare numerică Abaqus [1].

În urma unei analize parametrice asupra configurației de lagăr de trecere, s-a observat cum geometria optimă a buzunarelor acestora permite minimizarea pierderilor de putere atunci când parametrul R' este de aproximativ 0.4, fapt care se află în concordanță cu rezultatele din literatură [2], [6] pentru lagărele rigide cu buzunare multiple. În termeni de grosime minimă a filmului, s-a observat cum aceasta a fost similară atât pentru lagărele rigide, cât și pentru cele compliante.

Subsecvent, s-a realizat și o analiză a efectului înclinării asupra parametrilor de performanță, cum ar fi grosimea minimă a filmului și pierderile de putere. Analizele au fost efectuate pentru lagărele inelare (fig. 4.3) și de capăt (fig. 4.3) în condiții de funcționare staționare sau de rotație ($n=2000\text{rpm}$). Ambele geometrii de lagăre aveau o rază exterioară de 45mm, cu un buzunar cu un unghi de deschidere de 100° , o rază interioară de 27mm și o rază exterioară de 36mm, conform optimizării anterioare. Pentru a studia funcționarea nealiniată, a fost aplicată o forță de 250N excentric, menținând forța constantă și variind punctul de aplicare, pentru o presiune impusă în buzunar de 1 bar.



4.3. Variația pierderilor totale de putere cu momentul pentru lagăre inelare



4.4. Variația pierderilor totale de putere cu momentul pentru lagăre de capăt

Lagărele compliante cu plăci mai subțiri (mai elastice) au prezentat cele mai mici pierderi totale de putere în timpul funcționării nealiniată cu mișcare de rotație, atât în cazul lagărelor inelare, cât și pentru cele de capăt. Totuși, acestea din urmă au reușit să suporte valori mai mari ale momentului în aceleași condiții de funcționare. Deoarece configurația cu placă inelară este intrinsec mai rigidă prin modul de fixare al elementului compliant (încăstrat atât la interior cât și la exterior), aceasta nu pune suficient în evidență efectul de complianță. Așadar, din motive practice, s-a optat ulterior pentru studiul teoretic și validarea experimentală a unei configurații de lagăr de capăt.

5. STUDIUL EXPERIMENTAL AL LAGĂRELOR CU BUZUNARE MULTIPLE

Bancul de test, așa cum este prezentat în Fig. 15 și ilustrat printr-un model CAD în aceeași figură, a fost conceput pentru a funcționa în două configurații: una implicând o mișcare de rotație și cealaltă pentru condiții statice.

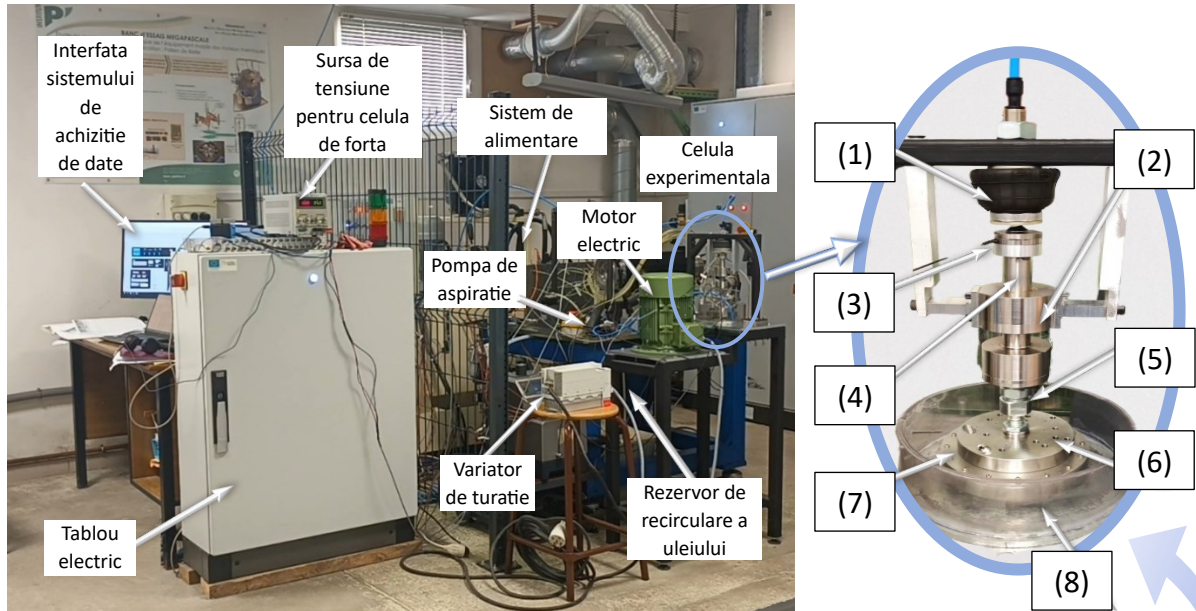


Fig. 5.1. Stand experimental pentru testarea lagărelor HS cu mai multe buzunare și detaliu al celulei experimentale

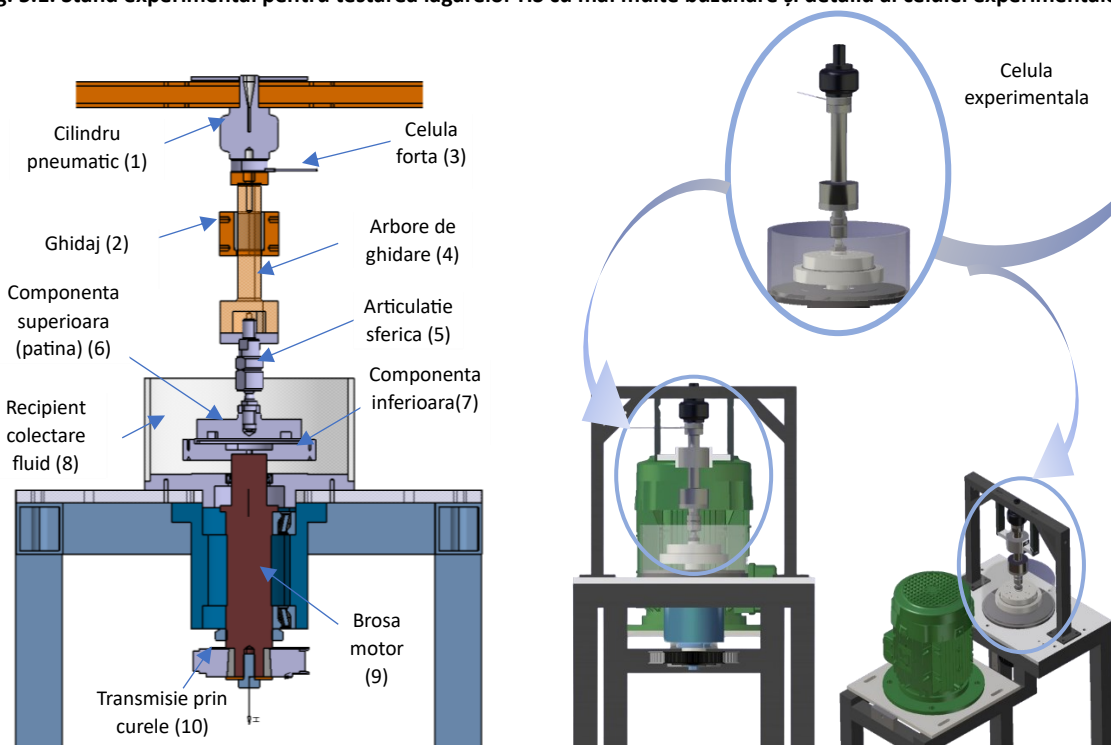


Fig. 5.2. Model 3D al componentelor principale ale standului de testare

Indiferent de configurația de testare, a fost necesară utilizarea unui sistem de alimentare cu ulei. Acest sistem de alimentare include o pompă cu o capacitate maximă de 20 L/min, capabilă să atingă o presiune de până la 20 bari, antrenată de un motor electric. Sistemul de alimentare utilizat

a inclus și un sistem de răcire și reglare a temperaturii, un rezervor principal de ulei (cu o capacitate de aproximativ 100 L), precum și o pompă de aspirație și un al doilea rezervor pentru recircularea uleiului.

Pentru configurația care implică mișcare de rotație, partea inferioară a lagărului (7) a fost dispusă într-un recipient (8) destinat colectării uleiului lubrifiant, recipient care a fost izolat împotriva scurgerilor cu un inel de etanșare. Recipientul – de formă inelară – a permis trecerea capătului axului unei broșe de motor (9), pe care a fost montată partea inferioară a lagărului (fig. 5.3) utilizând trei șuruburi M4, dispuse echidistant. Broșa a fost conectată la un motor electric printr-o transmisie cu curea dințată (10). Viteza motorului e putut fi controlată cu ajutorul unui variator.

Pe partea inferioară a lagărului s-au montat plăci metalice de diferite grosimi (fig. 5.5) . Este de menționat faptul că s-au prevăzut două configurații de placă : (i) fixată cu șuruburi (fig 5.5. a) sau (ii) printr-o asamblare presată (fig 5.5. b). Patina superioară (fig 5.4) (6), prin care a fost pompat ulei sub presiune, necesar pentru deformarea plăcii, a fost montată în contact cu plăcile deformabile (fig. 5.5 a,b) sau alternativ, cu o componentă intermediară rigidă (fig. 5.5. c).

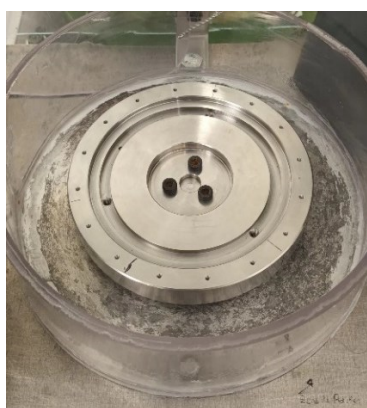


Fig. 5.3. Componenta inferioară a lagărului

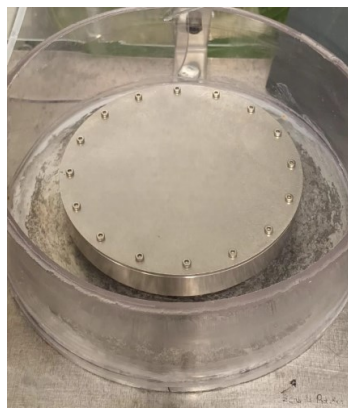
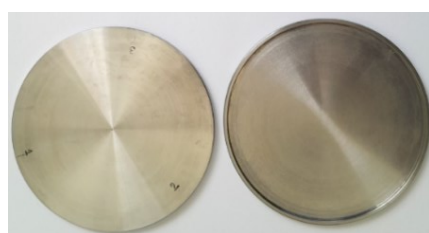


Fig. 5.4. Componenta superioară a lagărului



(a)



(b)



(c)

Fig. 5.5. Plăci compliante, (a) fixate cu șuruburi sau (b) prin ajustare presată și (c) placă rigidă

Sarcina s-a aplicat cu ajutorul unui sistem de presurizare cu aer, conectat la un cilindru pneumatic (1), care a permis aplicarea unei forțe maxime de aproximativ 3000 N. Cilindrul acționa asupra unui senzor de forță (3) montat pe partea superioară a unui arbore ghidat (4), conectat la rândul lui la un sistem cu o articulație sferică (5), fixată prin înșurubare de patina superioară. Sistemul de ghidare a axului a fost necesar pentru a asigura concentricitatea patinei superioare cu componenta

inferioară, permițând mișcări în patru direcții la 90 de grade, în timp ce sistemul cu articulație sferică a permis ca lagărul să se auto-alinieze în timpul funcționării.

În a doua configurație experimentală, destinată testelor efectuate în condiții statice – cea utilizată pentru testele efectuate în cadrul lucrării de față – broșa motorului a fost îndepărtată pentru a permite măsurarea deflexiei în centrul plăcii.

În ciuda provocărilor inițiale, seriile de teste realizate au furnizat rezultate fiabile. Configurația cu lagăr rigid a avut cele mai mici debite, presiuni în buzunar mai ridicate și grosimi minime ale filmului mai mari, ceea ce este în concordanță cu rezultatele anterioare pentru configurația cu un singur buzunar. Configurația plăcii cu ajustare presată, deși mai puțin analizată în detaliu, a demonstrat performanțe similare cu configurația fixată cu șuruburi la sarcini mici și medii.

Comparând simulările numerice (care au luat în considerare condițiile exacte ale experimentelor) cu rezultatele obținute experimental, s-a observat că, deși modulul lui Young a avut un impact minim supra rezultatelor numerice, variația ușoară a grosimii plăcii (care în realitate, a avut o ușoară variație radială a grosimii) a influențat semnificativ rezultatele (fig. 5.6). Cea mai bună corelație între datele teoretice și experimentale a fost obținută cu un modul al lui Young de 200 GPa și o grosime a plăcii de 1,49 mm.

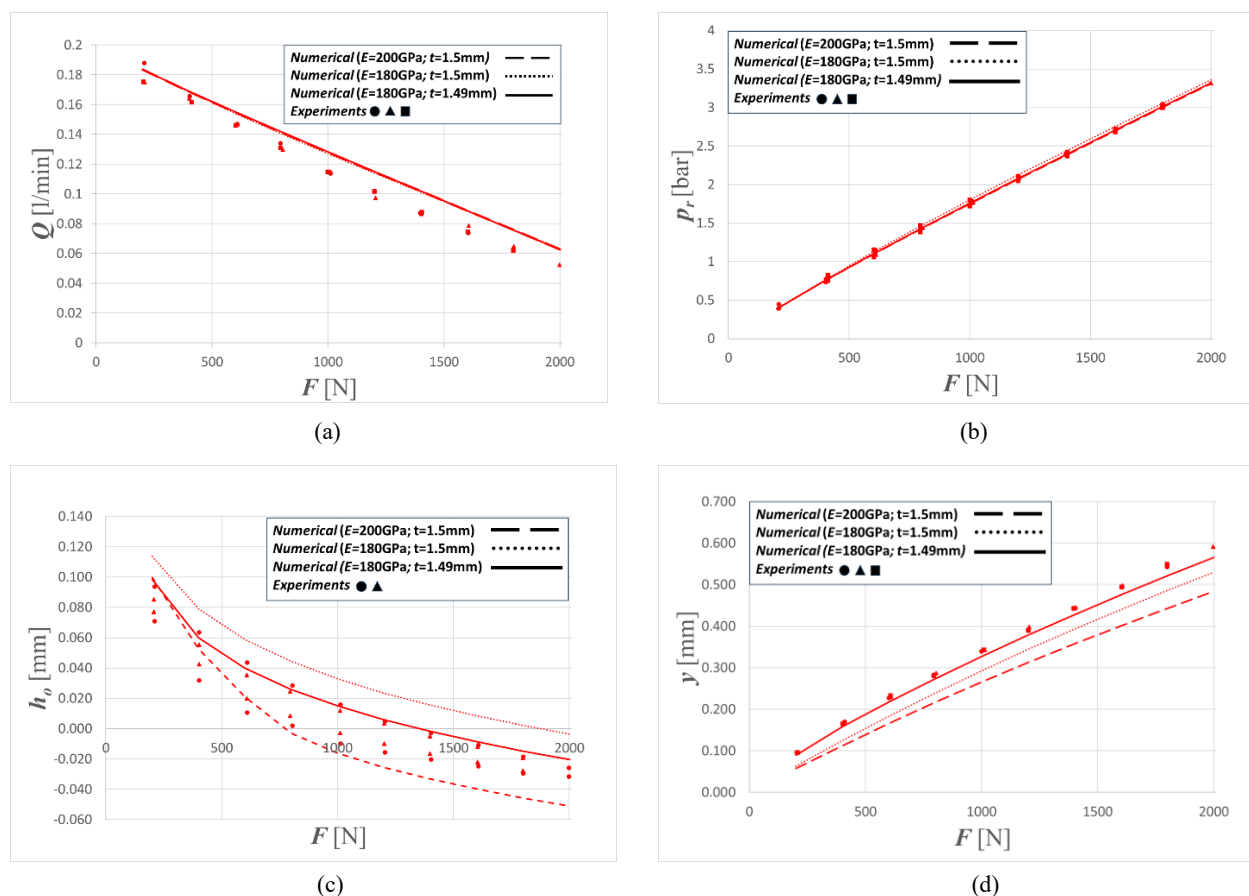


Fig. 5.6. Comparația dintre rezultatele numerice și cele experimentale pentru un lagăr EHS cu buzunare multiple

6. CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI PERSPECTIVE

Au fost validate două soluții analitice corespunzătoare celor două soluții de fixare a plăcii plane elastice (rezemare respectiv încastrare), pentru lagărele cu un singur buzunar central. Rezultatele au fost comparate cu cele obținute cu modele numerice cu diferențe finite, iar rezultatele obținute au arătat o concordanță bună cu diferențe relative de 1-5% la sarcini mici și medii, crescând la 13% la sarcini mari. Studiul a evidențiat trei parametri adimensionali cheie (K , T , R) care influențează performanța lagărului, distribuția presiunii și deformarea plăcii. Parametrul compus KT este în mod deosebit de interes pentru că reflect interacțiunea fluid-structură implicată.

Datorită rigidității lor crescute, plăcile încastrate au prezentat o grosime minimă a filmului mai mare și debite mai mici în comparație cu plăcile simplu rezemate. Plăcile rezemate, fiind mai elastice, au demonstrat o capacitate de încărcare mai mare. Pentru ambele soluții, la sarcini mai mari, modelele analitice s-au îndepărtat de rezultatele numerice din cauza deformărilor excesive, aplatizate prin ipotezele simplificatoare. Studiul a arătat că lagărele cu plăcile elastice pot atinge o rigiditate mai mare, dar deformațiile mari ar putea duce la efecte neliniare și tensiuni mari. S-au constatat diferențe semnificative între modelele de elasticitate liniară și neliniară; modelele liniare sunt precise pentru valorile scăzute ale parametrului K , dar efectele neliniare devin proeminente la valori mai mari.

Pe de altă parte, comparațiile dintre rezultatele teoretice și cele experimentale au confirmat acuratețea modelelor numerice. S-a demonstrat că lagărele compliante sunt superioare celor rigide în ceea ce privește capacitatea de încărcare și rigiditatea.

Se poate observa că, deși lagărul elastic are o grosime minimă a filmului mai mică și o pierdere de putere prin pompare puțin mai mare, lagărul rigid are nevoie de o presiune de alimentare mai mare pentru a asigura aceeași capacitate de încărcare precum lagărul elastic, ceea ce duce în cele din urmă la pierderi de putere semnificativ mai mari pentru lagărul rigid.

Un alt avantaj incontestabil al lagărelor elastice care a reieșit din analiza actuală este rigiditatea superioară a filmului, în comparație cu cea a omologul lor rigid. La creșterea presiunii de alimentare, chiar dacă domeniul capacității de încărcare se apropie de cel al lagărului elastic, rigiditatea maximă este cu aproximativ 20% mai mică în cazul lagărului rigid.

Chiar dacă grosimea minimă a filmului este puțin mai mică pentru lagărul compliant, aceasta reprezintă un compromis, deoarece compensează printr-o rigiditate ridicată, dar crește frecarea din lagăr. Totuși, în cazul unui lagăr compliant, grosimea filmului este redusă doar la extremitatea exterioară a lagărului; datorită deformării locale a plăcii elastice, grosimea filmului crește spre buzunar, astfel că reducerea grosimii minime a filmului nu afectează pierderile de putere prin frecare atunci când suprafețele sunt în mișcare relativă.

Deși configurația compliantă oferă avantaje semnificative, aceasta prezintă și unele dezavantaje, cum ar fi un debit mai mare comparativ cu varianta rigidă. În plus, s-a constatat anterior că grosimea minimă a filmului este mai redusă în cazul configurațiilor compliante față de alternativa rigidă. Prin deformarea elementului compliant se creează un spațiu convergent, ceea ce conduce la un debit mai mare. Cu toate că debitele în cazul configurației compliante au fost mai mari decât cele ale lagărului rigid, ele s-au aliniat mai bine cu rezultatele numerice, datorită faptului că lagărele compliante au demonstrat o funcționare mai stabilă.

În cazul lagărelor cu mai multe buzunare, a fost identificată o geometrie optimă a buzunarelor cu configurație inelară pentru a minimiza pierderile de putere, corespunzând valori razei relative $R'=0.4$, în concordanță cu rezultatele studiilor anterioare. Grosimea minimă a filmului are valori

similare la lagărele elastice și cele rigide. În cazul sarcinilor dezaxate care produc nealinierea suprafețelor relative, atât lagărele de trecere, cât și cele de capăt cu plăci mai subțiri (1 mm) au sunt caracterizate prin pierderi de putere mai reduse. Cu toate acestea, configurația lagărului de trecere nu a evidențiat efecte conformității.

Serii de teste consistente au validat simulările numerice, cu lagărele rigide prezentând debite mai mici și presiuni în buzunar mai mari. Configurația plăcii montată prin interferență s-a comportat în mod similar cu cea în care placa rezemată și fixată prin șuruburi în ceea ce privește deformațiile elastice.

În concluzie, lagărele elastice depășesc performanțele celor rigide în ceea ce privește capacitatea de încărcare și permit funcționarea cu forțe dezaxate, deși pot avea debite mai mari. Studiul parametric adimensional a permis optimizarea dimensională a lagărului elastic, cu influență decisivă asupra performanțelor lagărului. Totuși, pentru sarcini mari și deformații semnificative, modelele de elasticitate neliniară oferă predicții mai precise decât modelele liniare, care supraevaluează valorile deformațiilor.

Principalele **contribuții teoretice** sunt:

Pentru lagărele cu un singur buzunar central, am dezvoltat două modele analitice noi - pentru placă simplu rezemată respectiv placă încastrată – bazate pe un pachet original de ipoteze simplificatoare care au permis decuplarea interacțiunii fluid-structură și am realizat studii parametrice extinse folosind aceste două modele. Am contribuit la dezvoltarea unui program Fortran, folosit pentru a simula interacțiunea fluid-structură (cu diferențe finite) la un lagăr elastic aliniat. Am utilizat acest program pentru diferite configurații și dimensiuni și am validat rezultatele pe baza celor experimentale. O a doua procedură numerică de simulare a constat în folosirea metodei elementelor finite pentru rezolvarea ecuației Reynolds, asociată cu deformațiile elastice calculate cu metoda matricei de compliantă. De asemenea, am simulat (folosind ANSYS-Fluent) a curgerea fluidului în lagărul axial nealiniat și am comparat rezultatele precise cu cele măsurate pe standul lagărului cu un singur buzunar.

Pentru lagărele cu mai multe buzunare, am folosit un algoritm pe baza de elemente elemente finite scris în Fortran, inclus ca procedură în mediul ABAQUS cu care am simulat funcționarea lagărelor rigide și elastice cu diferite configurații și dimensiuni de buzunare, care au condus la găsirea unor condiții optime de maximizare a capacității portante în paralele cu reducerea pierderilor prin frecare.

Contribuțiile pe plan experimental:

Am adaptat o platformă existentă de testare a lagărelor hidrostatice cu un singur buzunar central rigide pentru a funcționa cu modele elastice în două configurații de testare, proiectate de mine. Am modificat și suplimentat instrumentarea standului pentru a putea măsura cu precizie grosimea filmului și înclinarea (nealinierea) lagărului. De asemenea am refăcut sistemul de alimentare, pentru a asigura alimentarea cu presiune constantă. Am efectuat sesiuni multiple de testare experimentală atât pe varianta rigidă cât și pe cele două variante elastice.

Pentru lagărele cu buzunare multiple, am construit o nouă platformă de testare împreună cu colegii mei, am proiectat lagărul care include un sistem complex de senzori (presiune, temperatură, deplasare) și componentele aferente, și am gestionat cablarea, configurarea și calibrarea senzorilor și a condiționerelor aferente. Am efectuat multiple serii de experimente, atât cu arbore static (nerotativ), cât și cu arbore în rotație, urmate, evident, de prelucrarea datelor.

În ceea ce privește perspectivele viitoare, se preconizează realizarea unor analize cu încărcare dinamică pentru a înțelege comportamentul tranzitoriu al lagărelor hidrostactice compliante. Aceste analize vor include studierea impactului sarcinilor variabile, precum și capacitatea lagărelor de a amortiza vibrații și de a absorbi șocuri.

Rezultatele experimentale actual ar putea fi suplimentate de teste realizate în condiții de rotație, pentru a verifica dacă rezultatele experimentale se aliniază cu analizele numerice. Studiul va urmări înțelegerea modului în care viteze de rotație influențează distribuția presiunii, grosimea filmului, generarea de căldură și alți parametri de performanță.

Deformarea plăcii poate fi controlată printr-o proiectare adecvată a buzunarului/buzunarelor lagărului. Un studiu teoretic care să vizeze acest aspect ar putea fi de interes, având în vedere posibilitatea limitării deformărilor excesive și, în consecință, a suprasolicitării plăcii.

De asemenea, ar putea fi analizată o versiune de lagăr îmbunătățită, cu control activ, realizată prin montarea unui actuator pe spatele plăcii.

Un alt aspect cu caracter exploratoriu este studiul efectelor centrifuge la viteze de rotație ridicate, incluzând efectele termice.

Nu în ultimul rând, ar putea fi testate diferite materiale, precum alamă, bronz sau aluminiu, pentru elementul compliant.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- [1] ***ABAQUS Analysis User's Manual, Version 6.11, 2011, <http://abaqusdocs.eait.uq.edu.au/v6.11/books/usb/default.htm>
- [2] Bassani R, Piccigallo B. **Hydrostatic Lubrication**. Elsevier Science. 1996.
- [3] Castelli V, Rightmire GK., Fuller DD. On the Analytical and Experimental Investigation of a Hydrostatic, Axisymmetric Compliant-Surface Thrust Bearing. ASME J of Lubr Tech 1967; 89(4):510-519.
- [4] Davies PB. Investigation of an All-Metallic Flexible Hydrostatic Thrust Bearing, ASLE Transactions, vol. 17, no.2, 1974, pp. 117-126
- [5] Dowson D, Taylor CM. Elastohydrostatic Lubrication of Circular Plate Thrust Bearings. ASME J of Lubr Tech 1967; 89(3):237-242.
- [6] Etsion I. Nonaxisymmetric Incompressible Hydrostatic Pressure Effects in Radial Face Seals. J of Lubr Tech 1978; 100:379-384.
- [1] Frêne J, Nicolas D, Degueurce B, Berthe D, Godet M. **Lubrification Hydrodynamique : Paliers et Butées**. Paris : Eyrolles, Paris ; 1990.
- [2] Howell LL. Compliant mechanisms. New York: John Wiley & Sons; 2001.
- [3] Love AEH. On the small free vibrations and deformations of elastic shells. Philos Trans R Soc London 1888;17:491-549.
- [4] Nicholson JA. **Introduction to programming using FORTRAN 95**. www.fortrantutorial.com, 2001.
- [5] Reynolds O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. Philos Trans R Soc London 1886.
- [6] Rippel HC. **Cast Bronze Hydrostatic Bearing Design Manual**. Cleveland: Cast Bronze Bearing Institute; 1969.
- [7] Timoshenko S, Woinowsky-Krieger S. **Theory of Plates and Shells**. New York: McGraw-Hill Book Company; 1959.
- [8] Van Ostayan RAJ, Beek A, Ros M. A parametric study of the hydro-support. Tribology International. 2004; 37(8): 617–625.
- [9] Wardle F. **Ultra-Precision Bearings**. Woodhead Publishing; 2015.
- [10] Winkler E. Formänderung und Festigkeit gekrümmter Körper, insbesondere der Ringe. Der Civilingenieur. 1858;4:323.
- [11] Young W, Budynas R. **Roark's formulas for stress and strain**. 7th ed. New York: McGraw-Hill Companies; 2011.