



MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI CERCETĂRII
Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA
BUCUREȘTI

Școala Doctorală de
Inginerie Industrială și Robotică

Nr. decizie CSUD 07 din 06.03.2024

TEZĂ DE DOCTORAT
-REZUMAT-

*Modelarea angrenajului și studiul pierderilor de putere într-o
transmisie mecanică cu roți dințate cilindrice cu dinți
înclinați*

Autor: Ing. Alexandru-Adrian V. ILIEȘ

Conducător de doctorat: Prof. dr. ing. Sorin CĂNĂNĂU

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. dr. ing. Liviu-Daniel GHICULESCU	de la	Universitatea Nationala de Stiinta si Tehnologie POLITEHNICA Bucuresti
Conducător de doctorat	Prof. dr. ing. Sorin CĂNĂNĂU	de la	Universitatea Nationala de Stiinta si Tehnologie POLITEHNICA Bucuresti
Referent	Prof. dr. ing. Lorena DELEANU	de la	Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați
Referent	Prof. dr. ing. Simion HARAGĂȘ	de la	Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Referent	Prof. dr. ing. Alexandru Valentin Rădulescu	de la	Universitatea Nationala de Stiinta si Tehnologie POLITEHNICA Bucuresti

București

- 2024 -

Cuprins

Introducere	4
Listă abrevieri și simboluri	4
Capitolul 1. Stadiul actual privind cercetările experimentale ale angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați.....	6
1.1. Istoria și evoluția angrenajelor cu roți dințate	6
1.2. Standuri de testare a roților dințate	7
1.2.1. Tipuri de standuri	8
1.2.2. Stadiul la zi al cercetărilor experimentale	9
1.3. Concluzii	10
Capitolul 2. Modelarea numerică 2D și 3D a roților cilindrice exterioare, cu dantură înclinată, cu profil evolventic. Dezvoltări numerice.	10
2.1. Introducere	10
2.2. Elemente geometrice ale angrenajului utilizat	10
2.3. Modelarea geometrică a angrenajului și roților dințate prin utilizarea metodelor numerice	10
2.4. Comparația între profilul evolventic realizat în NX și SE cu profilul din biblioteca softurilor	10
2.5. Comparație a diferențelor de poziție și diametru între roțile proiectate și cele importate din	11
 bibliotecă.....	11
2.6. Concluzii	12
Capitolul 3. Metodologia de cercetare-dezvoltare a pierderilor de putere într-o transmisie mecanică cu roți dințate cu dantura cilindrică și cu dinți înclinați.....	12
3.1. Direcții de cercetare-dezvoltare	12
3.2. Obiectivul principal al activității de cercetare-dezvoltare	12
3.3. Metodologia de cercetare-dezvoltare	12
Capitolul 4. Pierderile de putere într-o transmisie mecanică cu roți dințate cu dantură cilindrică și cu dinți înclinați.....	13
4.1. Introducere	13
4.2. Rețeaua termică	13
4.2.1. Transfer în rețeaua termică	13
4.3. Pierderile de putere într-o transmisie mecanică	14

4.3.1. Cercetări experimentale reologice privind comportamentul uleiului utilizat în standul de încercări	14
4.3.2. Pierderile prin frecare cauzate de angrenarea roților dințate	14
4.3.3. Calculul puterii pierdute în rulmenți	17
4.3.4. Pierderea de putere la contactul dintre arbore și etanșare	19
4.3.5. Pierderea de putere cauzată de barbotarea uleiului în cutia transmisiei	20
4.3.6. Puterea totală pierdută în transmisie	23
Capitolul 5. Analiza experimentală. Evaluarea pierderilor de putere în transmisii mecanice cu roți dințate	25
5.1. Introducere	25
5.2. Prezentarea standului de testare	25
5.3. Procedura de testare	27
5.4. Rezultate ale testelor	28
5.5. Stabilirea dependenței puterii disipate prin carcasă în funcție de diferența de temperatură din baia de ulei și cea a mediului ambiant.	32
Capitolul 6. Concluzii finale și contribuții principale la analiza pierderilor de putere într-o rețea termică cu transmisie mecanică și partea experimentală. evaluarea pierderilor de putere în transmisii mecanice cu roți dințate.	36
6.1. Concluzii generale	36
6.2. Contribuții originale ale tezei de doctorat	37
Bibliografie selectivă	38

Introducere

Teza de doctorat se focalizează pe investigarea angrenajelor cu roți dințate cilindrice și dinți înclinați în domeniul ingineriei mecanice, abordând aspecte experimentale, modelare numerică și analiză teoretică și experimentală a pierderilor de putere în transmisiile mecanice cu astfel de angrenaje. Studiul aduce contribuții semnificative prin progresele în cercetarea experimentală, dezvoltarea de standuri de testare specializate și modele numerice 2D și 3D pentru evaluarea comportamentului angrenajelor. În plus, se acordă o atenție deosebită analizei teoretice a pierderilor de putere. Prin integrarea informațiilor teoretice și experimentale, teza își propune să contribuie la înțelegerea și optimizarea performanțelor angrenajelor cu roți dințate cilindrice și dinți înclinați.

Listă abrevieri și simboluri

Nr. crt.	Abrev.	Semnificație
01	b	Lățimea danturii
02	C_m	Factorul de sarcină a momentului de torsiune
03	$d_{1,2}$	Diametrul de divizare al pinionului, roții conduse
04	ε	Gradul de acoperire al angrenajului
05	η	Viscozitatea lubrifianului
06	H	Nivelul uleiului
07	H_v	Parametru de geometrie
08	L_0	Adâncimea de imersiune a roții conduse în baia de ulei
09	m	Parametru de temperatură
10	M	Moment de frecare total al rulmentului
11	m_n	Modulul normal al dintelui
12	M_0	Momentul total de frecare în pierderi independente de sarcină
13	M_1	Momentul total de frecare în pierderi dependente de sarcină
14	Mt	Momentul transmis
15	n	Viteza de rotație / Indice de curgere
16	P_{chum}	Pierderea de putere datorată barbotării uleiului
17	$P_{etansare}$	Puterea totală pierdută în etansare
18	P_{in}	Puterea la nivelul pinionului

19	P_{mesh}	Pierderea de putere în angrenare
20	P_{rulm}	Pierderea de putere într-un rulment
21	P_v	Puterea pierdută
22	Q	Flux termic
23	Q_{cond}	Caldură disipată prin conducție
24	Q_{conv}	Caldură disipată prin convecție
25	Q_{diss}	Căldură disipată
26	Q_{rad}	Căldură disipată prin radiație
27	R	Rezistența termică a conductorului în modelul rețea termică
28	R_{term}	Rezistența termică
29	T	Temperatură
30	T_{oil}	Temperatura uleiului
31	t	Timp / Unghi ce aparține intervalului [0;1]
32	T_{wall}	Temperatura carcasei transmisiei
33	ω	Viteză unghiulară
34	W_L	Sarcină specifică
35	x	Coeficientul deplasării radiale a profilului
36	X_C	Factorul de corecție pentru roți dințate cementate
37	X_L	Factorul de corecție al lubrifianțului
38	z	Numărul de dinți al roții dințate
39	β	Unghiul de înclinare al danturii pe cilindrul de divizare
40	ΔT	Diferența termică între temperatura de echilibru din baia de ulei și temperatura mediului ambiant
41	η	Viscozitatea dinamică a lubrifianțului
42	μ	Coeficientul de frecare

Capitolul 1. Stadiul actual privind cercetările experimentale ale angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

1.1. Istoria și evoluția angrenajelor cu roți dințate

Istoria angrenajelor este prezentată, începând cu utilizarea lor în antichitate, inclusiv în Egiptul, Grecia și Roma antice. Figura 1.1, un angrenaj primitiv din lemn, exemplifică aplicarea lor în acele perioade îndepărtate.

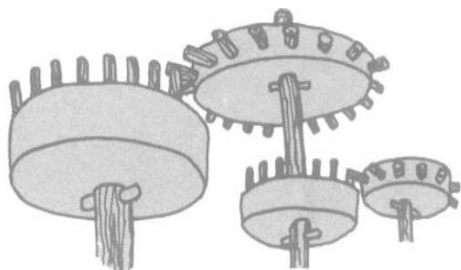


Fig. 1.1 Angrenaj primitiv din lemn [1]



Fig. 1.2 Mecanismul din Antikythera [2]

Se menționează cultura avansată din Grecia Antică, unde sistemele de angrenaje cu roți dințate erau prezente încă din 1900 î.e.n., ilustrat de Figura 1.2 - Mecanismul din Antikythera, folosit pentru calcule astronomice.

Contribuțiile importante ale unor gânditori precum Aristotel și Arhimede sunt evidențiate, inclusiv descrierea mișcării de rostogolire a două cercuri tangente și introducerea conceptului de mecanism melc-roată melcată, ilustrat de Figura 1.3 - Carul arătător al sudului.



Fig. 1.3. Carul arătător al sudului.

Model realizat de George H. Lanchester. Science Museum of London [5]

Trecerea în perioada Renașterii aduce în discuție diversitatea mecanismelor cu roți dințate concepute de Leonardo da Vinci (Figura 1.4 - Angrenaj elicoidal - Codex Atlanticus). Se subliniază importanța acestor perioade istorice în dezvoltarea angrenajelor și a mecanismelor cu roți dințate.

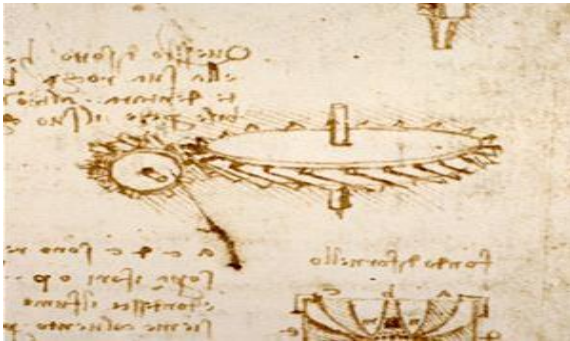


Fig. 1.4. Angrenaj elicoidal - Codex Atlanticus [7]

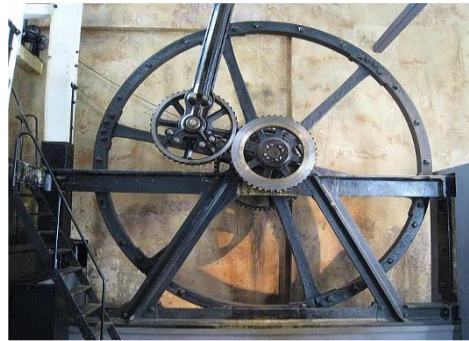


Fig. 1.5. Mecanism planetar cu roți dințate- James Watt [8]

Epoca industrializării este ilustrată prin contribuțiile semnificative ale unor personalități precum Christian Huygens și James Watt, care au introdus inovații precum regulatorul de mișcare sub formă de pendul și angrenajul planetar (Figura 1.5 - Mecanism planetar cu roți dințate- James Watt).

De-a lungul evoluției, roțile dințate au avut un rol crucial în diverse domenii, inclusiv în dezvoltarea vehiculelor și mașinilor-unelte. Inovațiile lui Gottlieb Daimler și progresele în cutiile de viteze moderne au consolidat importanța roților dințate în transmisiile mecanice.

În concluzie, subcapitolul 1.1, oferă o privire detaliată asupra istoriei și evoluției angrenajelor cu roți dințate, subliniind importanța lor în transmiterea mișcării de rotație. De la primele utilizări în perioadele antice ale umanității până la integrarea lor în tehnologia modernă și în structurile biologice, roțile dințate au avut un rol esențial în progresul tehnic și științific. Descoperirea inovatoare a mecanismului cu roți dințate în lumea biologică, ilustrată de Figura 1.8 și 1.9, unde mecanismul cu roți dințate al insectei *Issus coleoptratus*, sugerează că studiul acestor mecanisme poate inspira dezvoltarea angrenajelor eficiente la scară mică în domeniul biologiei.



Fig. 1.8. Insecta *Issus coleoptratus* [11]

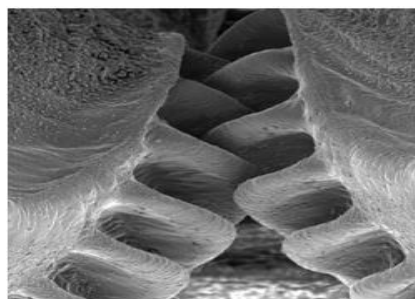


Fig. 1.9. Mecanismul cu roți dințate al insectei *Issus coleoptratus* [11]

1.2. Standuri de testare a roților dințate

În acest subcapitol, m-am concentrat asupra standurilor de testare, utilizate pentru evaluarea caracteristicilor roților dințate și a modurilor de încărcare aplicate în timpul experimentelor. Voi explora diferite tipuri de standuri și modalități de încărcare, evidențiind avantajele și utilizările lor specifice în testarea angrenajelor.

1.2.1. Tipuri de standuri

În literatura de specialitate [12-23], se descriu principalele tipuri de standuri pentru experimentarea roților dințate, precum Figura 1.16:

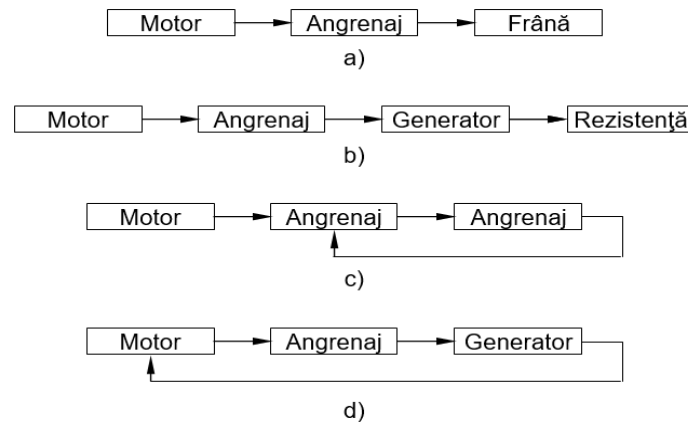


Fig. 1.16. Tipuri de standuri pentru angrenaje: cu circuit mecanic deschis (a), cu circuit electric deschis (b), cu circuit mecanic închis (c), cu circuit electric închis (d)

Diferența majoră între standurile cu circuit deschis și cele cu circuit închis constă în faptul că la cele cu circuit deschis întreaga putere de încărcare se pierde, pe când la standurile cu circuit închis, sursa externă de putere trebuie să compenseze doar pierderile prin frecare. Aceste standuri, indiferent de tipul lor, asigură încărcarea angrenajelor ce trebuie testate și sunt esențiale în evaluarea performanțelor acestora.

Încărcarea în standurile cu circuit deschis se realizează prin intermediul frânei, iar în figura 1.17 se prezintă un sistem mecanic simplu de încărcare aplicat la testarea roților dințate cu dantură dreaptă. În figura 1.18, același principiu este implementat, dar încărcarea se realizează hidraulic, aducând îmbunătățiri.

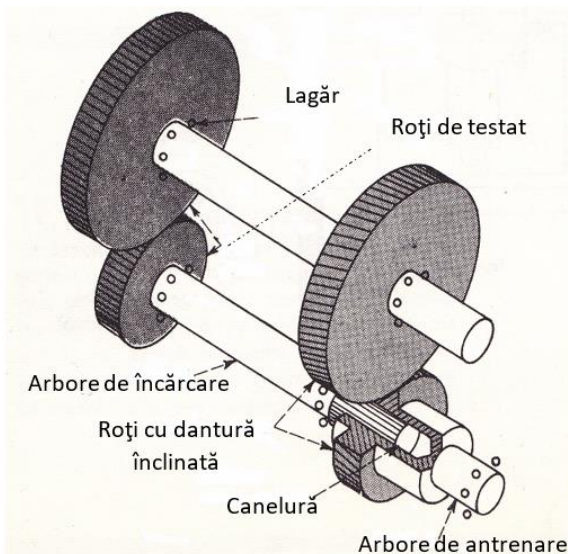


Fig. 1.17. Sistem de încărcare pentru roți cu dantură dreaptă, stand cu circuit închis (după Chironis, 1967) [12]

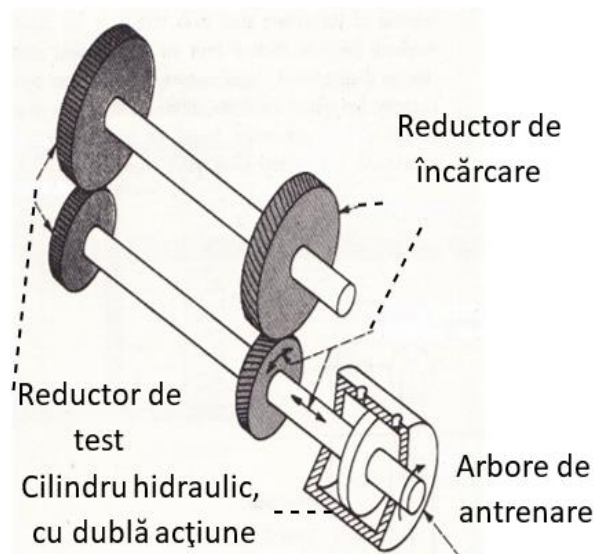


Fig. 1.18. Sistem de încărcare hidraulic pentru roți cu dantură dreaptă, stand cu circuit închis (după Chironis, 1967) [12]

1.2.2. Stadiul la zi al cercetărilor experimentale

Această secțiune se axează pe importanța și rezultatele cercetărilor experimentale în cadrul tezei, evidențiind standurile de testare tip FZG cu circuit închis și contribuțiile lor semnificative în înțelegerea comportamentului roților dințate în diferite scenarii de funcționare.

Hargreaves și Planitz (2008) [13] descriu detaliat standul pentru roți dințate tip FZG, în Figura 1.20, cu buclă de recirculare a puterii, potrivit pentru o multitudine de teste privind roțile dințate.

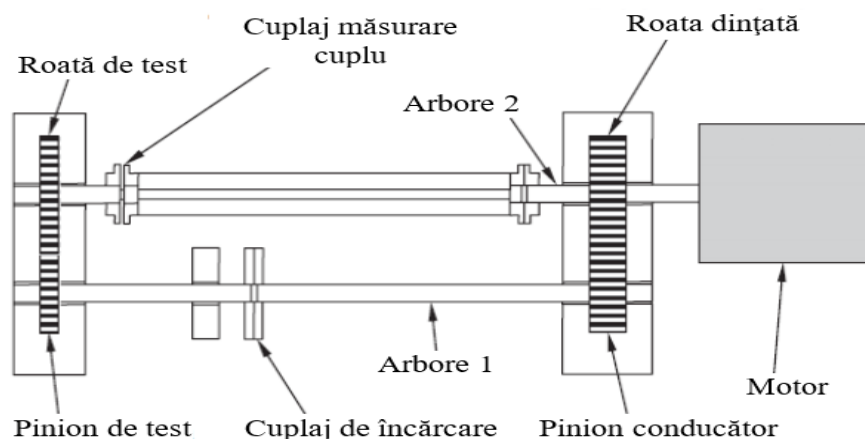


Fig. 1.20. Stand FZG în circuit închis, pentru studiul roților dințate, (Hargreaves, Planitz, 2008) [13]

Li (2008) [14] utilizează standuri cu circuit mecanic închis pentru studierea fenomenelor vibrațiilor torsionale în sistemele de roți dințate.

Standul proiectat în cadrul contractului european ESPOSA, WP 3.4., de către INCDT - COMOTI, este destinat testării roților dințate la pitting, scuffing și scoring [15], este prezentat în figurile 1.22 și 1.23.



Fig. 1.22. Stand de testare roți dințate ESPOSA – INCDT-COMOTI, (dupa Gabroveanu, 2016) [15]

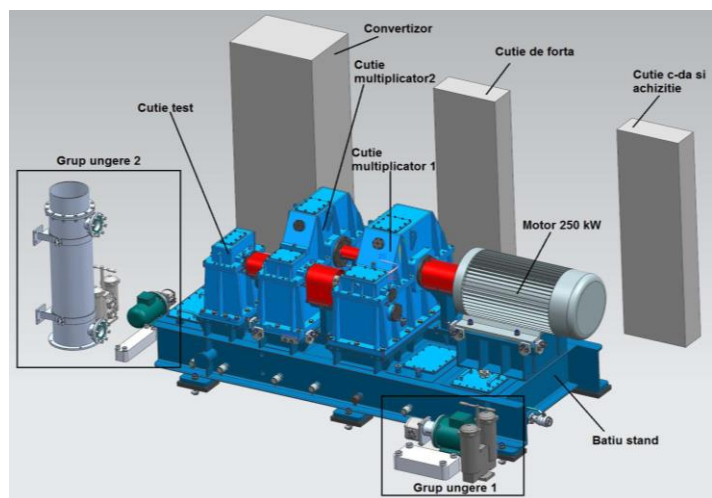


Fig. 1.23. Componenta standului de test roți dințate INCDT-COMOTI (dupa Gabroveanu, 2016) [15]

Davali et al. (2007) [16] au utilizat un stand de măsurare a zgomotului produs de angrenaj, cu scopul de a studia eroarea totală a angrenajului, utilizând encodere optice și cuplaje elastice.

Raja Hamzah și Mba (2008) [17] au analizat influența condițiilor de exploatare asupra nivelului emisiei acustice a angrenajului, folosind un stand cu circuit închis.

Tan și Mba (2004) [18] au dezvoltat un stand de diagnoză pentru identificarea uzurii și preciziei roților dințate, utilizând metode repetabile și sigure, în circuit închis.

Studiul lui Khang, Cau și Dien (2004) [19] a investigat vibrația roților dințate, analizând subarmonicele ca element de diagnoză, folosind un stand în circuit închis.

1.3. Concluzii

Analiza istoriei și evoluției angrenajelor cu roți dințate relevă progrese semnificative în tehnologie, materiale și metode de fabricație. Standurile de testare au devenit esențiale pentru evaluarea performanțelor angrenajelor într-un mediu controlat, variind de la standuri simple până la cele avansate, ce permit testarea sub diverse condiții de încărcare și lubrifiere.

Cercetările actuale în domeniu vizează îmbunătățirea standurilor pentru obținerea unor rezultate precise și relevante privind comportamentul și durabilitatea angrenajelor. Acest capitol subliniază nu doar complexitatea cercetărilor în domeniu, ci și importanța lor în avansarea tehnologică și optimizarea performanțelor sistemelor de transmisie cu roți dințate.

Capitolul 2. Modelarea numerică 2D și 3D a roților cilindrice exterioare, cu dantură înclinată, cu profil evolventic. Dezvoltări numerice.

2.1. Introducere

Se menționează diversificarea tehnologiilor de fabricație pentru roțile dințate, iar autorul propune o comparație între profilurile evolventice generate în Siemens Unigraphics NX 12 și Solid Edge ST9, cu ajutorul Excel, și cele din biblioteca acestora.

2.2. Elemente geometrice ale angrenajului utilizat

Sunt prezentate caracteristicile alese ale angrenajului, inclusiv numărul de dinți, modulul, unghiurile de angrenare și înclinare, distanța între axe, lățimea danturii, și coeficienții deplasării radiale.

2.3. Modelarea geometrică a angrenajului și roților dințate prin utilizarea metodelor numerice

Se descriu detaliat metodele de generare a profilului evolventic în Siemens Unigraphics NX 12 și Solid Edge ST9. Pentru fiecare program, sunt prezentate pașii precum importul coordonatelor, generarea curbelor sau profilurilor 2D, și modelarea 3D a roților dințate.

2.4. Comparația între profilul evolventic realizat în NX și SE cu profilul din biblioteca softurilor

Se efectuează o detaliată comparație între profilele evolventice modelate în Siemens Unigraphics NX 12 și Solid Edge ST9 și cele din bibliotecile acestor programe. Sunt analizate unghiurile, diametrele și defazajele pentru a evalua precizia și corespondența între profilele create de autor și cele standard din bibliotecă

2.5. Comparație a diferențelor de poziție și diametru între roțile proiectate și cele importate din bibliotecă

În urma analizei roților proiectate și importate din bibliotecă, am observat diferențe de poziție ale punctelor omoloage, adică, pentru aceeași poziție unghiulară pe flanc se observă mici diferențe de diametru.

Pentru a vizualiza diferențele dintre profilele modelate în cele 2 programe, le-am suprapus ca în Fig. 2.40. Zoom-ul este făcut în zona diametrului de divizare, acesta fiind mărit de aproximativ 1550 de ori pentru a putea fi observată abaterea de ordinul 10^{-5} mm. În figura 2.41, s-a ales pentru evidențiere, o zonă de profil în care se observă diferența maximă între profilul modelat în NX și profilul modelat în SE.

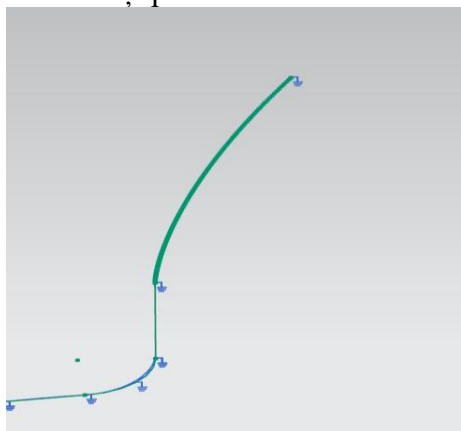


Fig. 2.40. Suprapunere de profile

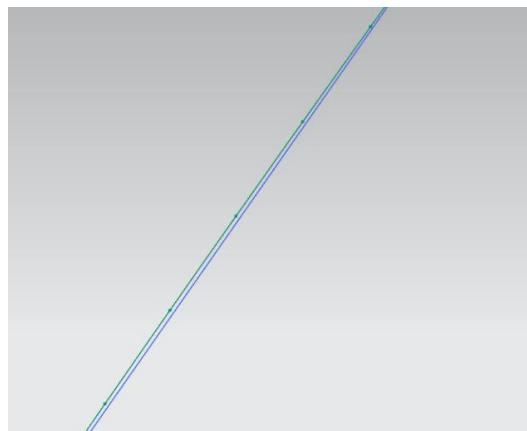


Fig. 2.41. Suprapunere de profile Scara [1550:1]

Diferențele de profil evidențiate mai sus au fost cauzate de eroarea de precizie în proiectare a programului și de diferențele de program folosit la importarea setului de puncte.

Pe baza acestor informații, se va elabora geometria necesară pentru a construi roțile dințate care vor fi integrate în standul de încercare.

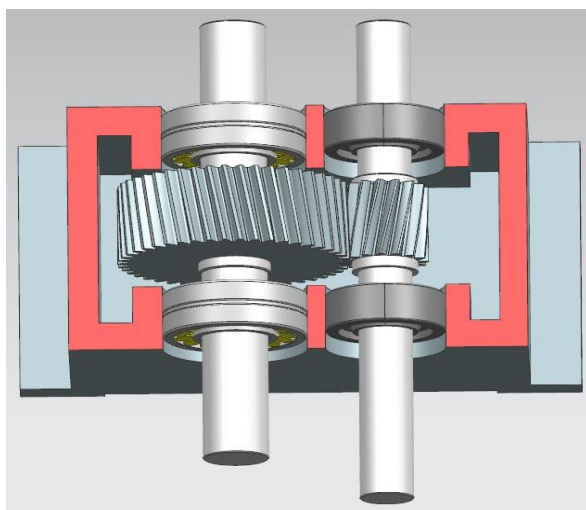


Fig. 2.42. Angrenajul 3D realizat în Siemens Unigraphics NX 12



Fig. 2.43. Semicarcasa inferioară, cu angrenajul montat, realizat la Uzina mecanică Cugir

2.6. Concluzii

În final, secțiunea 2.6 aduce concluzii importante. Procesul de generare a profilului evolventic în Siemens Unigraphics NX 12 este descris ca facilitând modelarea precisă a roților dințate, furnizând opțiuni și instrumente avansate pentru ajustarea și optimizarea formei danturii. Solid Edge ST9, de asemenea, oferă facilități pentru generarea de profil evolventic, contribuind la dezvoltarea și optimizarea angrenajelor.

Compararea între cele două software-uri evidențiază rezultate satisfăcătoare, cu unele diferențe subtile. Concluziile detaliate reprezintă o contribuție semnificativă la cunoștințele existente și oferă o bază solidă pentru continuarea cercetărilor și dezvoltărilor în modelarea angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu dantură înclinată.

Capitolul 3. Metodologia de cercetare-dezvoltare a pierderilor de putere într-o transmisie mecanică cu roți dințate cu dantura cilindrică și cu dinți înclinați

Capitolul 3 explorează metodologia de cercetare-dezvoltare a pierderilor de putere în transmisii mecanice cu roți dințate, având dantură cilindrică și dinți înclinați.

3.1. Direcții de cercetare-dezvoltare

- Identificarea surselor principale de pierdere de putere.
- Evaluarea și cuantificarea pierderilor specifice.
- Optimizarea designului și geometriei roților dințate.
- Investigarea influenței lubrifierii și etanșării asupra pierderilor.

3.2. Obiectivul principal al activității de cercetare-dezvoltare

Stabilirea și validarea unor soluții inovatoare pentru analiza teoretică și experimentală a pierderilor de putere în vederea îmbunătățirii eficienței transmisiilor mecanice.

3.3. Metodologia de cercetare-dezvoltare

- Examinarea literaturii pentru înțelegerea cercetărilor anterioare.
- Identificarea componentelor relevante pentru pierderi.
- Proiectarea și construirea unui dispozitiv experimental.
- Realizarea de teste experimentale și înregistrarea datelor.
- Analiza și interpretarea rezultatelor experimentale.
- Dezvoltarea și evaluarea metodelor de optimizare a designului.
- Compararea rezultatelor experimentale cu modele analitice și simulări numerice.
- Documentarea rezultatelor și redactarea tezei de doctorat.

Această metodologie urmărește obținerea unei înțelegeri complete a pierderilor de putere în transmisiile cu roți dințate, contribuind la dezvoltarea de soluții eficiente și durabile.

Capitolul 4. Pierderile de putere într-o transmisie mecanică cu roți dințate cu dantură cilindrică și cu dinți înclinați

4.1. Introducere

Proiectarea modernă a transmisiilor cu angrenaje vizează îmbunătățirea proprietăților energetice ale produselor noi. Studiul se concentrează pe evaluarea detaliată a pierderilor de energie într-un sistem de transmisie cu roți dințate, convertite termic în căldură. Autorii au investigat modele termice, diferențele de sarcină termică a angrenajelor cilindrice, procesele termice în roțile dințate și comportamentul lubrifianților, contribuind astfel la optimizarea eficienței sistemelor de angrenaje.

4.2. Rețeaua termică

Se prezintă un model de rețea termică utilizat pentru estimarea pierderilor de putere în transmisiile cu roți dințate. Autorii discută metodele existente și analogiile între rețeaua electrică și cea termică. Se evidențiază sursele de rezistență termică și se detaliază structura pierderilor de putere într-o transmisie mecanică. Modelul de lucru al unei astfel de unități este prezentat în Figura 4.1.

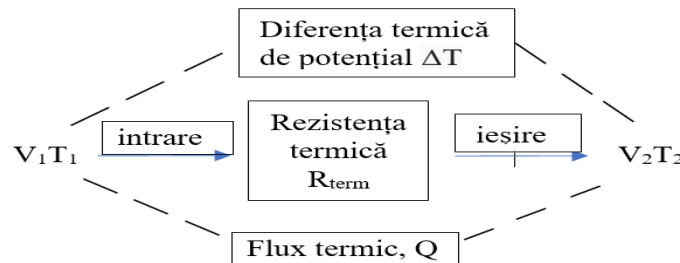


Fig. 4.1. Model rețea termică

4.2.1. Transfer în rețeaua termică

Se examinează sursele de rezistență termică și echilibrul termic din sistemul mecanic. Autorii subliniază importanța corelării pierderilor de putere cu energia termică evacuată și descriu mecanismele de transfer de căldură, cum ar fi convecția, radiația și conducția. Se propune o metodă de calcul a căldurii disipate totale, iar problema stabilirii valorii coeficientului de transfer de căldură este discutată în detaliu.

În figura 4.2, sunt evidențiate principalele componente responsabile de pierderile de putere într-o transmisie mecanică.

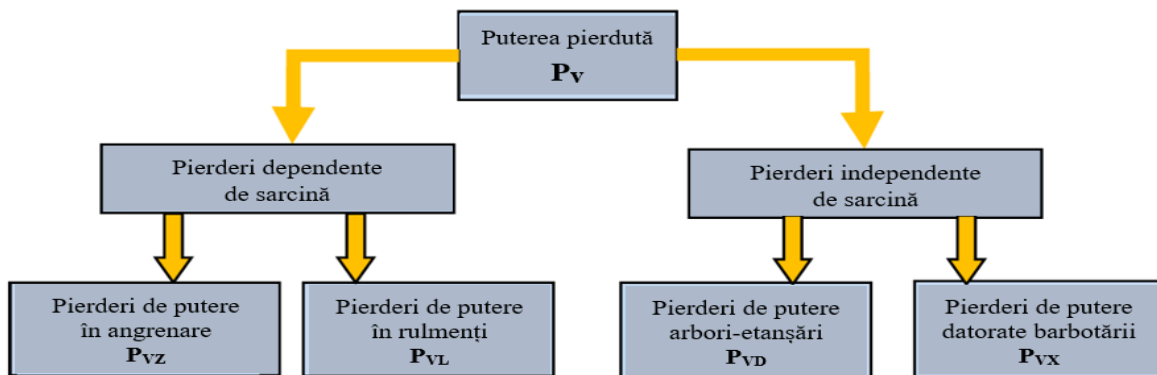


Figura 4.2. Structura puterii pierdute într-o transmisie mecanică [57]

Conform [56], se poate scrie atunci:

$$P_V = P_{VZ} + P_{VL} + P_{VD} + P_{VX} \quad (4.2)$$

4.3. Pierderile de putere într-o transmisie mecanică

Disiparea căldurii Q_{dis} este o însumare a căldurii evacuate prin conducție ($\sum_{j=1}^m \dot{Q}_{j,cond}$), convecție ($\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{i,conv}$) și radiație ($\sum_{k=1}^p \dot{Q}_{k,rad}$), pentru toate componentele sistemului care, în timp, se presupune a fi în proces de disipare.

$$\dot{Q}_{dis} = P_V \quad (4.7)$$

$$\dot{Q}_{dis} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{i,conv} + \sum_{j=1}^m \dot{Q}_{j,cond} + \sum_{k=1}^p \dot{Q}_{k,rad} \quad (4.8)$$

4.3.1. Cercetări experimentale reologice privind comportamentul uleiului utilizat în standul de încercări

În subcapitolul 4.3.1, s-au efectuat cercetări experimentale reologice asupra comportamentului uleiului H46EP utilizat în standul de încercări. S-au examinat proprietățile de vâscozitate ale lubrifianțului, iar pentru relația vâscozității în funcție de temperatură s-au utilizat mai multe expresii, inclusiv modelul legii puterii. Au fost efectuate experimente pentru investigarea comportamentului reologic al uleiului în diverse condiții de funcționare.

Pentru evaluarea reologiei uleiului, s-au efectuat reograme comparative, analizând variația tensiunilor tangențiale în funcție de gradientul de viteză și variația vâscozității în funcție de temperatură. Parametri reologici, cum ar fi indicii de consistență (m) și indicii de curgere (n), au fost identificați pentru uleiul proaspăt și cel uzat, utilizând modelul legii puterii. Valorile experimentale au fost comparate cu curbele teoretice calculate cu ajutorul modelului Reynolds, iar rezultatele au fost considerate satisfăcătoare pentru utilizare în calculele teoretice ulterioare.

4.3.2. Pierderile prin frecare cauzate de angrenarea roților dințate

Subcapitolul 4.3.2 se concentrează asupra pierderilor prin frecare în transmisia cu roți dințate. Se evidențiază un calcul detaliat al acestor pierderi în condiții de lubrifiere mixtă, unde sarcina normală pentru contactul cu dinții nu este susținută pe deplin de filmul lubrifianț EHD. În funcționarea reală, există variații ale grosimii peliculei lubrifianțe, datorită diverselor momente din angrenare, precum și a distribuției neuniforme a sarcinii. Acest aspect este abordat în analiză prin adoptarea unui model de calcul propus de Fernandez și colaboratorii [60], care este detaliat și modificat.

$$P_{mesh} = \mu_{fz} \cdot P_{in} \cdot H_v \quad (4.21)$$

unde P_{mesh} este evident, pierderea de putere în angrenare, μ_{fz} este coeficientul de frecare în angrenare, P_{in} este puterea la nivelul arborelui pinion (al roții conducătoare), H_v este un parametru de geometrie descris în aceeași lucrare [60]:

$$H_v = \frac{\pi(u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos\beta_b} (1 - \varepsilon) \quad (4.22)$$

unde u este raportul de transmitere, z_1 numărul de dinți ai roții conducătoare, β este unghiul (elicei) de înclinare al danturii, ε este gradul de acoperire al angrenajului.

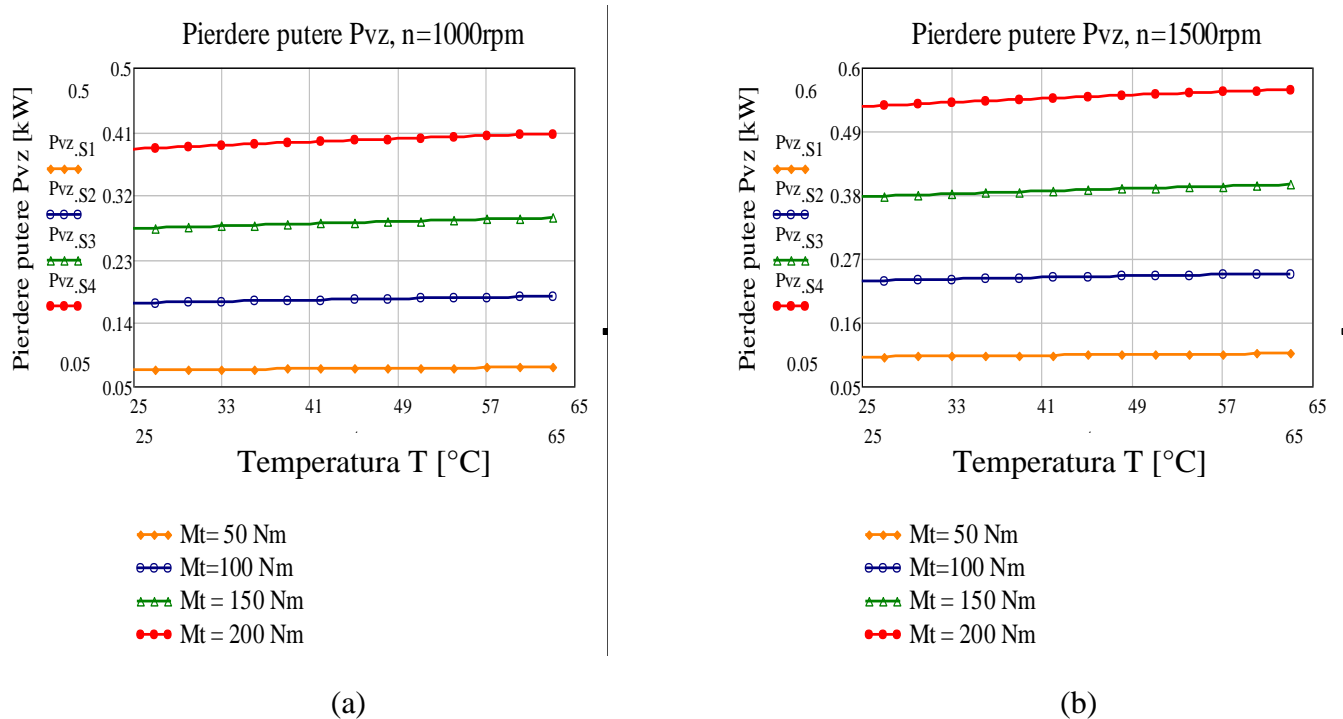
Colectivul de la Universitatea din Porto, condus de Seabra, introduce un aspect important referitor la influența calității suprafeței asupra coeficientului de frecare în angrenare. Ei propun un nou model de calcul dezvoltat de Castro și Seabra [71]:

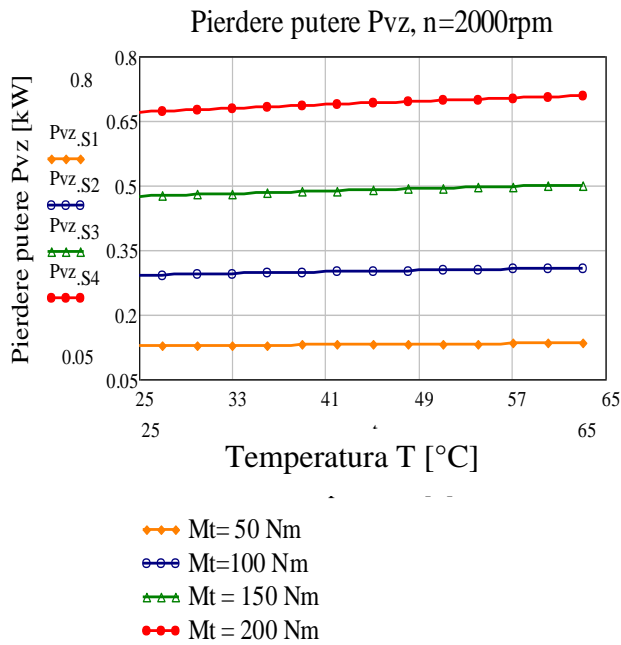
$$\mu_{fZ} = 0,171 \left(\frac{W_L}{R'_{eq(C)} \cdot V_R} \right)^{0,2} \eta^{-0,05} \left(\frac{R_{aEq}}{d_1} \right) X_L X_C \quad (4.27)$$

unde W_L sarcina specifică, V_R este viteza de rostogolire (viteza la nivelul punctului C din angrenare), $R'_{eq(C)}$ este raza de curbură echivalentă în punctul de contact (C), η este viscozitatea dinamică a uleiului la temperatura de lucru, d_1 este diametrul de divizare al pinionului, R_{aEq} este media aritmetică a rugozităților suprafețelor în contact, X_L este factorul de corecție a lubrifiantului, și este funcție de natura aditivului utilizat în ulei, iar X_C este factorul de corecție pentru roți dințate cementate (întrucât roțile din stand sunt îmbunătățite s-a adoptat valoarea $X_C=1$).

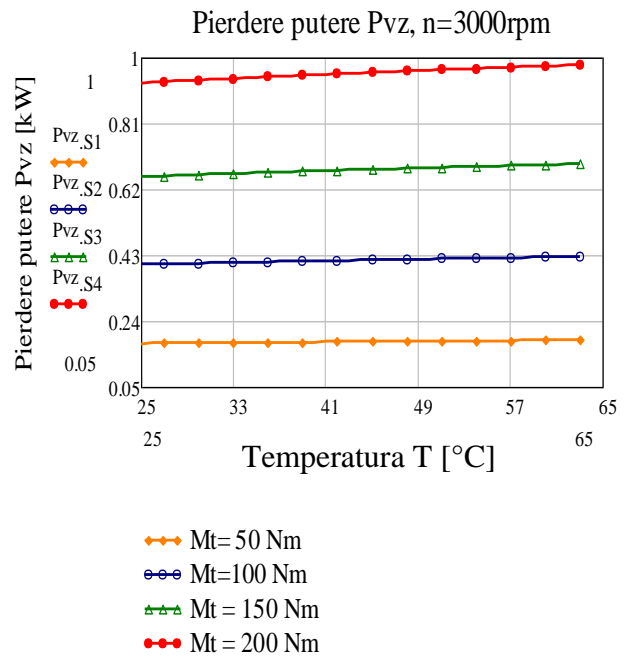
Această relație este utilizată în analiza prezentată în teză, considerând-o completă în ceea ce privește influența sarcinii, materialului, suprafeței de contact și a proprietăților lubrifiantului. Rezultatele acestei analize sunt integrate în ecuația (4.21) pentru calculul puterii pierdute în angrenare, cu factorii specificați în relația (4.22).

Analiza rezultatelor indică pierderi de putere în angrenare de ordinul a câteva sute de Watt, variind între 100 și 1000 Watt, în funcție de turație și sarcină. Aceste pierderi cresc odată cu turația și, evident, cu sarcina. Figura 4.10 ilustrează această relație între pierderile de putere, turație și temperatură a lubrifiantului. Se observă că valorile pierderii de putere cresc odată cu turația și sarcina.





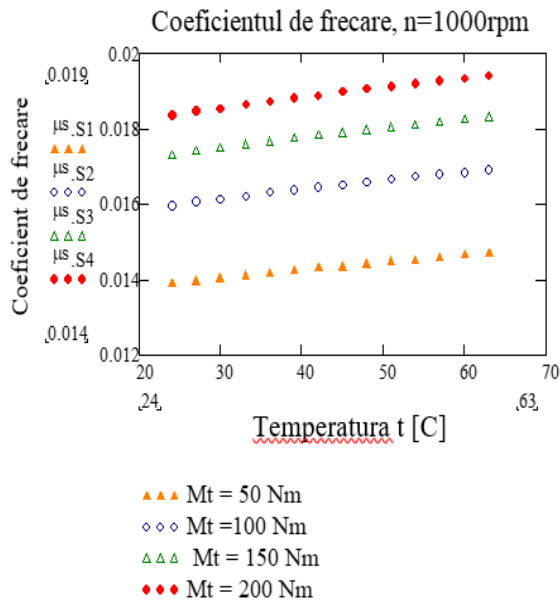
(c)



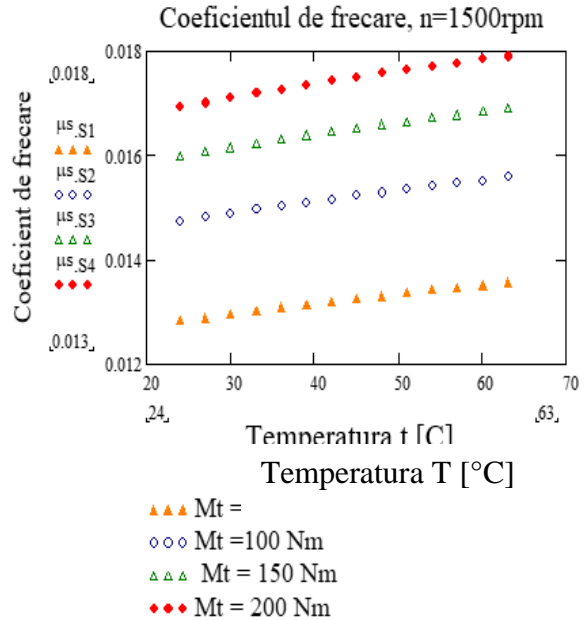
(d)

Fig. 4.10. Pierderile de putere în angrenare P_{VZ} în raport cu turația și temperatura lubrifianului

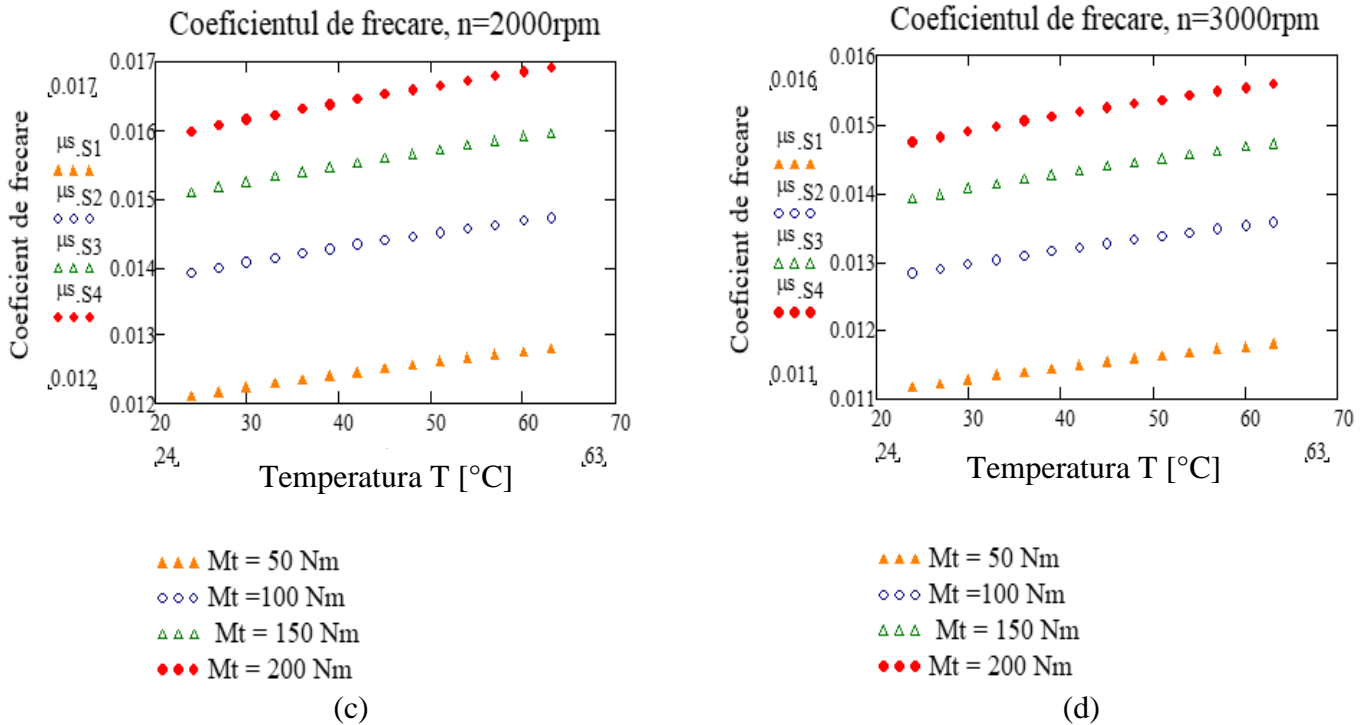
Explicația acestor pierderi de putere este legată de creșterea coeficientului de frecare în angrenare, evidențiată în Figura 4.11. Coeficientul de frecare crește odată cu turația și temperatura, având o dependență mare în funcție de sarcină.



(a)



(b)

Fig. 4.11. Coeficientul de frecare μ , în angrenare, în raport cu turația n

Aceste rezultate contribuie la o înțelegere mai profundă a pierderilor de putere în angrenare și a influențelor variabilelor critice precum turația, sarcina și temperatura lubrifianului.

4.3.3. Calculul puterii pierdute în rulmenți

În procesul meu de calcul al pierderilor de putere în rulmenți, am implementat cu atenție procedura recomandată de SKF din 2004. Modelul SKF furnizează o abordare detaliată, care acoperă patru surse principale de pierderi de moment într-un lagăr de rostogolire: momentul de frecare de rostogolire (M_{rr}), momentul de frecare de alunecare (M_{sl}), momentul de frecare al garniturilor rulmentului (M_{seal}), și momentul de frecare al pierderilor de rezistență, agitare, stropire a lubrifianului, etc. (M_{drag}).

Prin aplicarea acestei proceduri, am asigurat o evaluare precisă a pierderilor de putere în rulmenți, integrând toate sursele semnificative care contribuie la generarea căldurii în lagăre. Relația utilizată este [89]:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (4.33)$$

Pierdere de putere într-un rulment ca urmare a frecării din rulment poate fi estimată folosind [89].

$$P_{rulm} = M \cdot \omega = 1,05 \times 10^{-4} M \cdot n \quad (4.49)$$

P_{rulm} - pierdere de putere [W],

M - momentul de frecare total al rulmentului [Nmm],

n - viteza de rotație [rpm].

În această analiză, s-a concentrat asupra studierii comportamentului sistemului de transmisie, cu un accent deosebit pe puterea pierdută în lagăre. Datele prezentate în Figura 4.19

ilustrează modul în care pierderea de putere în rulmenți, este influențată de variațiile de turație, moment și temperatură.

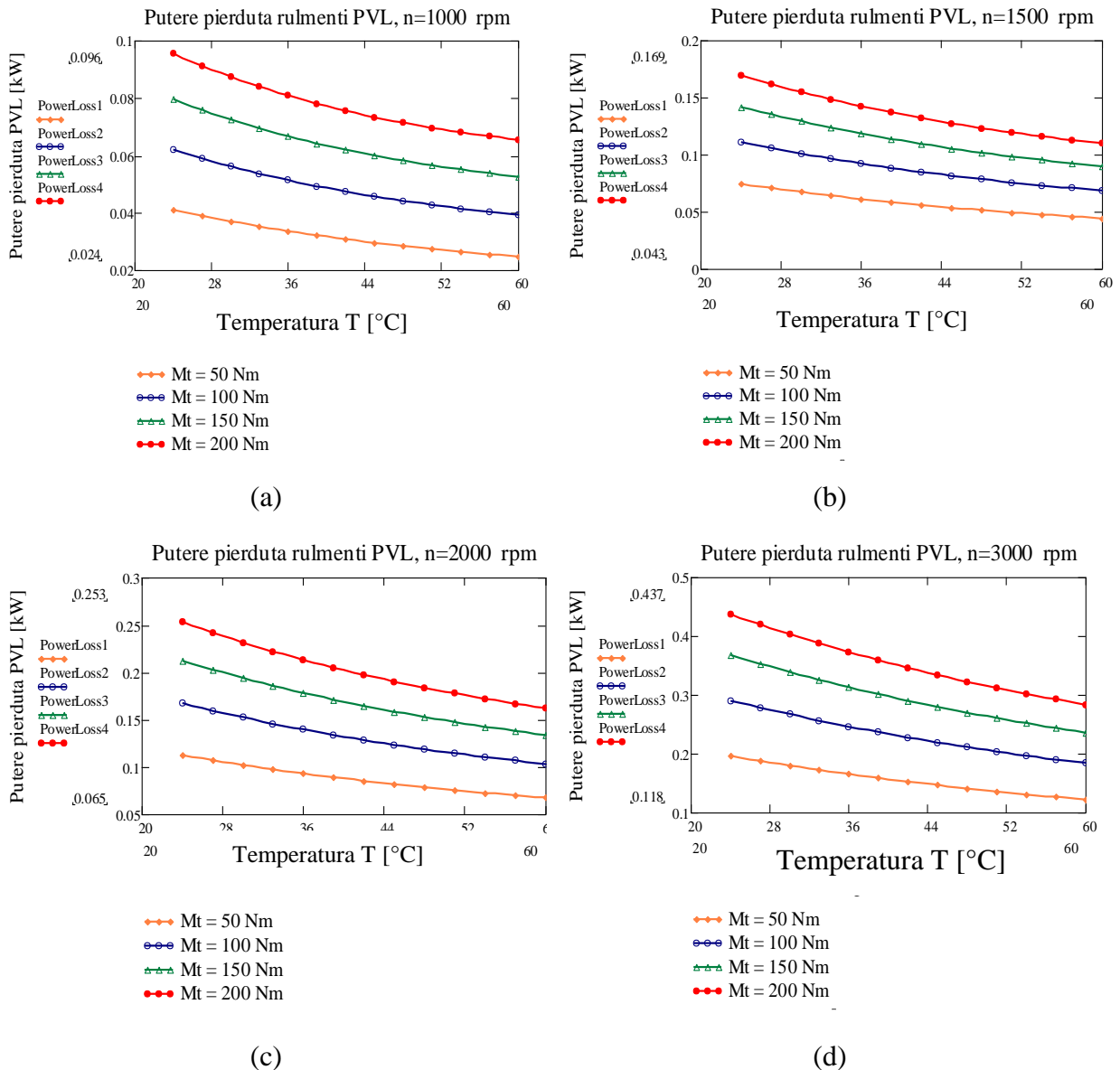


Fig. 4.19 Pierderile de putere în rulmenți P_{VL} , în raport cu turația și momentul considerat la intrare în transmisie (valori calculate)

Din evaluarea datelor prezentate în Figura 4.19, se pot trage mai multe concluzii semnificative. Puterea pierdută prin lagăre este, într-adevăr, influențată semnificativ de aceste variabile. În primul rând, am observat că puterea pierdută în lagăre (rulmenți) crește odată cu creșterea turației. Cu cât turația este mai mare, cu atât puterea pierdută în lagăre devine mai semnificativă. De asemenea, momentul aplicat are o influență semnificativă asupra puterii pierdute în lagăre, iar acest fenomen se observă în special la valori ridicate ale momentului.

Contrar așteptărilor inițiale, se observă că puterea pierdută în lagăre scade odată cu creșterea temperaturii. Acest aspect ar putea fi cauzat de modificări în proprietățile uleiului de ungere la temperaturi mai ridicate, care pot reduce coeficientul de frecare în lagăre și, implicit, puterea pierdută în lagăre.

Rezultatele indică că trebuie acordată o atenție deosebită la turație și moment în proiectarea și operarea sistemului pentru a minimiza pierderile de putere. De asemenea, trebuie să se ia în considerare influența temperaturii asupra coeficientului de frecare și, prin urmare, asupra puterii pierdute în lagăre.

4.3.4. Pierderea de putere la contactul dintre arbore și etanșare

Pierderea de putere datorată frecărilor dintre arborii transmisiei și etanșări are loc în standul de lucru pe care l-am utilizat pentru partea experimentală a acestui studiu în locurile unde arborii ies din carcasă și formează legături de transmitere a mișcării și sarcinii prin intermediul unor cuplaje etc. Acest lucru se poate vedea pe figura schemei standului FZG utilizat.

Pierderea de putere arbore – etansare este o parte în pierderea de putere independentă de sarcină, adică independentă de valoarea momentului de transmis. Aceasta este însă dependentă de proprietățile lubrifianului, care, precum viscozitatea, sunt, la rândul lor, dependente de temperatură, cât și de valoarea vitezei unghiulare, respectiv a turației arborilor transmisiei. Așa cum se observă, există cinci puncte de pierdere a puterii la subsistemul arbore-etanșare.

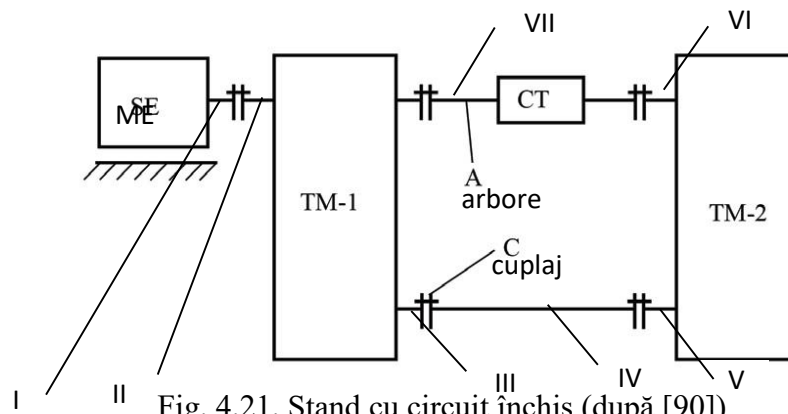


Fig. 4.21. Stand cu circuit închis (după [90])

unde

ME - este motorul electric,
TM-1 este prima transmisie,
TM-2 este a doua transmisie,
CT - traductor de cuplu.

Pierderea de putere în sistemul arbore – etanșare este, de asemenea, un subiect controversat în literatura de specialitate. Există însă studii atât teoretice, cât și experimentale. În acest studiu voi adopta modelul de calcul prezentat de Jelaska [91]:

$$P_{etansare} = (145 - 1,6 \cdot T_{ulei} + 350 \cdot (\log(\log(v_{40} + 0,8))))^2 \cdot d_{(II,III,V,VI)}^2 \cdot n_{(II,III,V,VI)} \cdot 10^{-7} \quad (4.53)$$

În această relație se identifică și se va calcula puterea pentru fiecare contact arbore-etanșare, la nivelul arborelui II,III,V,VI, introducând diametrul arborelui corespunzător în etanșare și turația arborelui. Puterea totală pierdută în etanșare se va calcula prin însumarea puterilor pierdute local, în fiecare etanșare.

Așa cum se observă din figura următoare (Fig. 4.22), pierderea totală de putere nu este semnificativă, prin comparație cu puterea pierdută prin angrenare, puterea pierdută în lagăre și nici cu puterea pierdută prin barbotare. De asemenea, se observă variația aproape liniară a creșterii puterii pierdute odată cu creșterea vitezei unghiulare, respectiv a turației, n [rot/min].

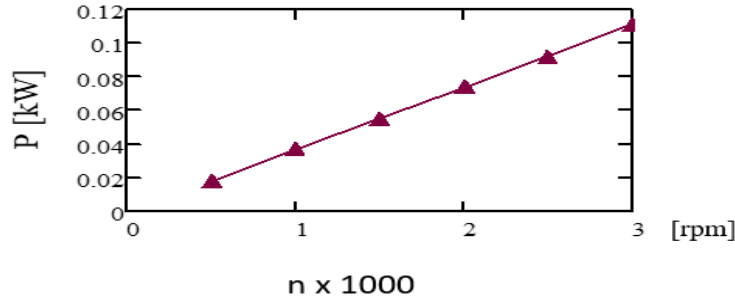


Fig. 4.22. Pierderea de putere în etanșări P_{VD} în funcție de turația n a arborelui

4.3.5. Pierderea de putere cauzată de barbotarea uleiului în cutia transmisiei

Pierderea de putere cauzată de barbotarea uleiului este parte de pierdere de putere independentă de sarcină, adică independentă de valoarea momentului de transmis. Aceasta este însă dependentă de proprietățile lubrifiantului, care, precum viscozitatea, sunt la rândul lor dependente de temperatură, cât și de valoarea vitezei unghiulare, respectiv a turației arborilor transmisiei.

Relația pe care o voi adopta în actualul studiu, este cea dată de Changenet și alții [94],

$$P_{churn} = \frac{1}{4} (d_2 \cdot \omega)^3 \cdot \rho \cdot A \cdot C_m \quad (4.54)$$

unde d_2 este diametrul de divizare al roții conduse imersate în lubrifiant, ω este viteza unghiulară, ρ este densitatea uleiului, A este aria suprafeței laterale a roții dințate, a porțiunii imersate în ulei, C_m este factorul de sarcină a momentului de torsiune, adimensional. Se observă în această relație dependența valorii de putere pierdută de valoarea vitezei unghiulare, respectiv de turația arborelui condus al transmisiei (în varianta constructivă cu un angrenaj). Pentru factorul C_m s-au realizat numeroase studii experimentale și a fost dedusă următoarea relație, datorată, de asemenea, lui Changenet și alții [94].

$$C_m = \psi_1 \left(\frac{m}{d_2}\right)^{\psi_2} \left(\frac{b}{d_2}\right)^{\psi_3} \left(\frac{h}{d_2}\right)^{\psi_4} \left(\frac{V_0}{d_2^3}\right)^{\psi_5} Re_{b2}^{\psi_6} Fr^{\psi_7} \quad (4.55)$$

unde m este modulul normal al danturii, d_2 este diametrul de divizare a roții conduse, b este lățimea danturii, h este adâncimea de imersare a roții conduse în baia de ulei, V_0 este volumul de ulei în baie. Se observă în determinarea factorului de putere dependența acestuia de caracteristicile

geometrice ale roților dințate, respectiv ale angrenajului, dar și de volumul de ulei din baie (semicarcasa inferioară), de valoarea numărului Reynolds și a numărului Froude.

În ce privește numerele Re_{b2} (numărul Reynolds la raza hidraulică a cercului de bază a roții conduse) și respectiv Fr (numărul Froude), acestea se determină astfel:

$$Re_{b2} = \frac{V\left(\frac{d_2}{2}\right)}{\nu} \quad (4.56)$$

$$Fr = \frac{V_0}{\sqrt{g \cdot L_0}} \quad (4.57)$$

V este viteza periferică a roții conduse, d_2 este diametrul de divizare a roții conduse, ν viscozitatea cinematică. În relația Froude, V_0 este numită viteză de referință (viteza periferică), g accelerația gravitațională, L_0 este lungimea de referință. În cazul studiului meu, am considerat că L_0 este chiar adâncimea de imersiune a roții conduse în baia de ulei. Deoarece numărul Reynolds, numărul Froude sunt adimensionale, unitățile de măsură pot fi alese dar trebuie să fie folosite unitar în relație. Numărul Froude este $Fr=3,56160914$.

Valorile factorului ψ_1 , respectiv a puterilor ψ_2 - ψ_7 , așa cum se arată atât în lucrarea [94], dar și ca valori preluate în lucrarea [97], sunt valori determinate experimental și sunt puternic dependente de valoarea numărului Reynolds:

$$\text{Pentru } Re_{b2} < 6000, \quad \psi = (1,366; 0; 0; 0,45; 0,1; -0,21; -0,6) \quad (4.58)$$

$$\text{Pentru } Re_{b2} > 9000, \quad \psi = (3,644; 0; 0,85; 0,1; -0,35; 0; -0,88)$$

Se consideră că, pentru valori ale numărului Reynolds cuprinse între aceste limite (6000-9000), valoarea factorului de putere se ia ca medie aritmetică a celor două valori determinate cu relațiile de mai sus, aceasta arătând precaritatea modelelor teoretice de determinare a puterii pierdute prin barbotarea uleiului. În cazul meu, pentru un ulei ales, uleiul H46EP, valorile numărului Reynolds ating și depășesc cu puțin valoarea de 6000.

În ceea ce privește aria suprafeței de schimb de căldură, A , eu propun următorul model de calcul, arătat vizual și în Fig. 4.23.

Nivelul de ulei exprimat față de un nivel de referință reprezentat de tangenta la cercul de divizare a roții conduse (în cazul meu d_2) determină două suprafețe ce vor fi luate în considerare la calcul înălțimii h de barbotare. Prima, suprafața S_1 este suprafața (voi nota și aria acestei suprafețe tot cu S_1) este suprafața formată de triunghiul AOB. A doua suprafață este suprafața S (voi nota și aria acestei suprafețe tot cu S), suprafața sectorului de cerc de arc θ , adică sectorul OACB. Aria necesară de calcul în relația (4.54) se calculează:

$$A = S - S_1 \quad (4.59)$$

unde

$$S_1 = \left(\frac{m \cdot z_2}{2}\right)^2 \left(\sin \frac{\theta}{2}\right) \left(\cos \frac{\theta}{2}\right) = \frac{1}{2} (m \cdot z_2)^2 (\sin \theta) \quad (4.60)$$

$$S = \frac{\pi}{4} (m \cdot z_2)^2 \left(\frac{\theta}{180}\right) \quad (4.61)$$

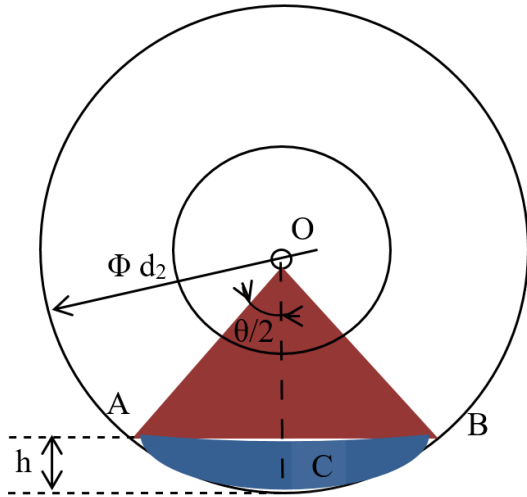


Fig. 4.23. Model de calcul

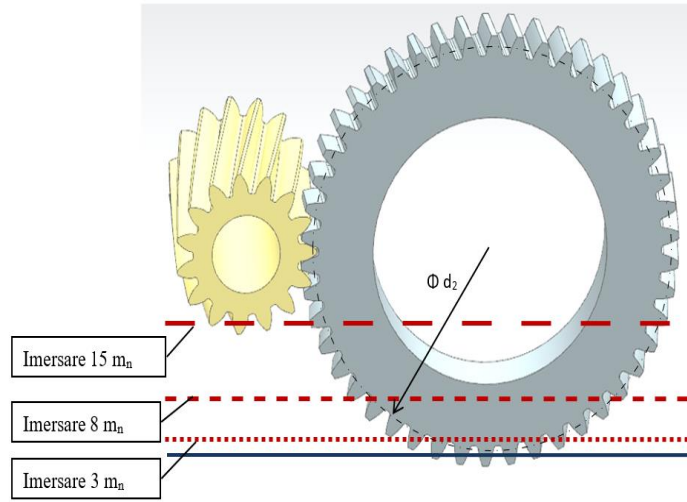
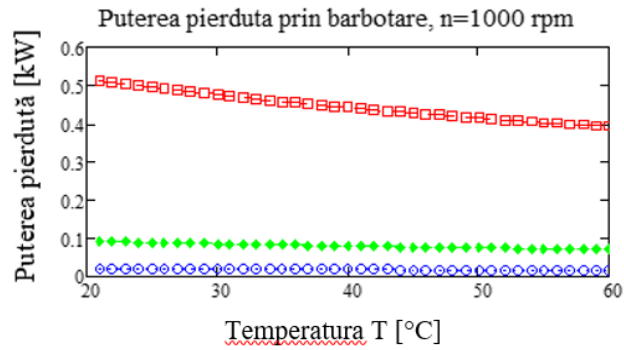
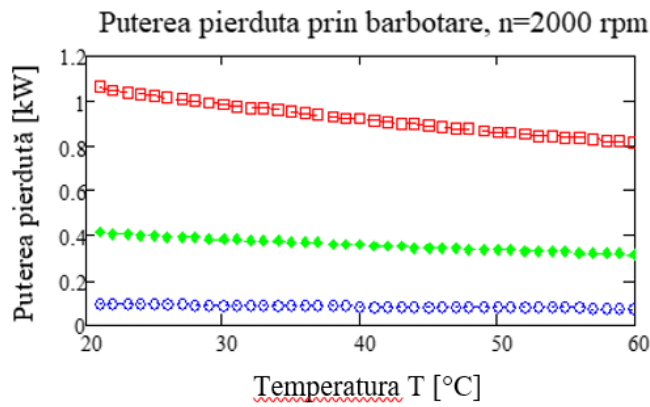


Fig. 4.24. Imersarea roții conduse în ulei



- imersare 3 module
- ◆ imersare 8 module
- ◻ imersare 15 module



- imersare 3 module
- ◆ imersare 8 module
- ◻ imersare 15 module

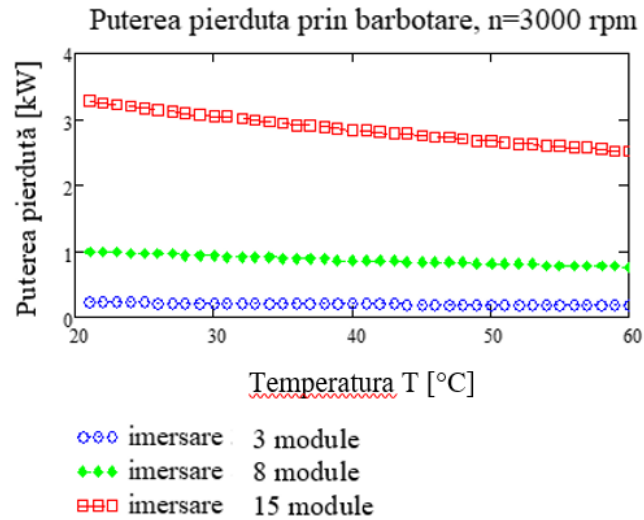


Fig. 4.25. Pierderea de putere datorată barbotării uleiului P_{VX} (Valori calculate)

Se observă că pentru cazurile analizate, valorile pierderilor de putere prin barbotare, sunt relativ scăzute, ele variind între 0,4...3,5 kW. Există o mare dependență a acestor pierderi față de mărimea vitezei unghiulare, respectiv a turației arborelui cu roata imersată. De asemenea, se observă dependența puterii pierdute față de adâncimea de imersare a roții în baia de ulei (respectiv de gradul de umplere a carcasei cu ulei). Puterea pierdută crește chiar de peste 3 ori în cazul în care această adâncime crește de cinci ori (de la valoarea de trei module, m_n , la valoarea de imersare de 15 m_n).

4.3.6. Puterea totală pierdută în transmisie

Într-o transmisie cu roți dințate, procentul de putere totală pierdută poate varia între 1...3% în raport cu precizia și tehnologia de execuție a roților dințate, cu numărul de trepte al transmisiei, cu tipul de rulmenți, de ulei și de etanșări folosite, precum și cu nivelul de ulei în care sunt imersate roțile. Pe baza rezultatelor obținute în subcapitolele anterioare am realizat o imagine de ansamblu asupra pierderilor totale de putere calculate în transmisia considerată, reductor de turație cu o singură treaptă, angrenaj cilindric cu dinți înclinați.

Astfel, în Fig. 4.26, se observă puterea totală pierdută pentru o încărcare cu moment $M_t=100$ Nm, la o temperatură de echilibru considerată de 60°C, la o gama de turații la care s-a realizat și individual, anterior, evaluarea de pierdere de putere. Valoarea totală crește de la o valoare calculată de aproximativ 0,34 kW, la o valoare de aproximativ 0,77 kW. Se observă contribuția individuală de pierdere de putere, din care, evident, cea mai importantă este reprezentată de pierderea de putere în angrenare. Evoluția acestei pierderi este crescător liniară odată cu creșterea turației. La fel se întâmplă cu pierderea de putere datorată frecării, încălzirii în rulmenți și etanșări. Contribuția pierderilor de putere în etanșări este comparativ, destul de mică.

În ceea ce privește pierderea de putere datorată barbotării uleiului, se observă că aceasta este o pseudoconstantă, așa cum este în fenomenologia reală, această pierdere nefiind dependentă de sarcină, și prea puțin de turație.

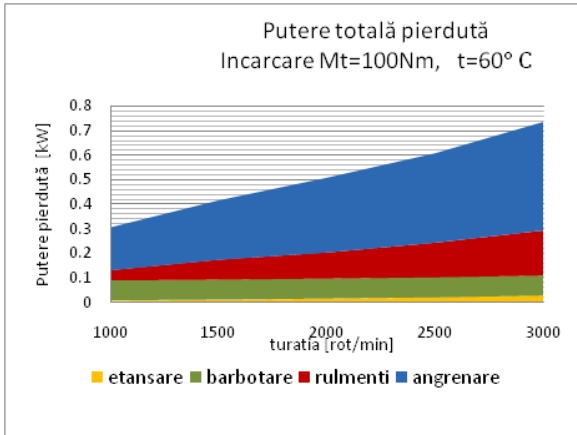


Fig. 4.26. Puterea pierdută pe diferitele subsisteme, la momentul de $M_t=100\text{ Nm}$

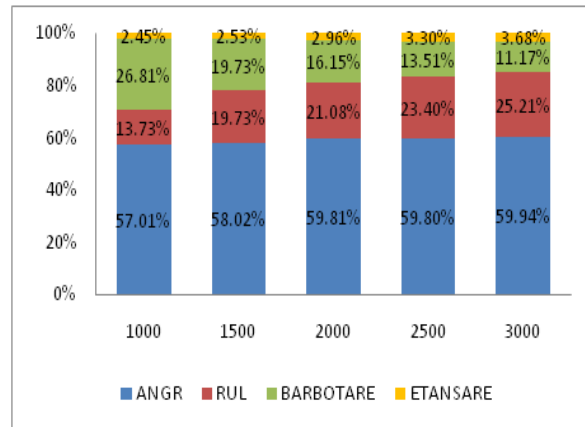


Fig. 4.27. Contribuția procentuală de pierdere de putere, pe diferitele surse, la momentul de $M_t=100\text{ Nm}$

Pentru aceleași date s-a realizat și o situație statistică pentru evidențierea contribuției individuale de pierdere de putere. Astfel, s-a considerat că, la nivelul fiecărei turații luate în calcul, există o putere pierdută ce este notată 100% iar, în cadrul acestui întreg, am evaluat pierderile procentuale individuale. Acest rezultat este prezentat în Fig. 4.27.

Deși este aproape o constantă în valori reale, se observă că, procentual, pierderea de putere datorată barbotării este mai mare la turații mai mici, acolo unde pierderea de putere în angrenare este mai mică (sunt condiții mai bune de ungere, coeficientul de frecare fiind mai mic). La fel, condițiile de ungere ale rulmenților sunt mai bune la viteze mai mici, rulmenții fiind considerați parțial imersați în baia de ulei. Etanșările, deși au și ele o tendință de creștere de pierdere de putere odată cu turația, nu aduc o contribuție importantă de pierdere de putere.

Aceeași analiză a fost realizată pentru aceleași condiții, aceleași turații, dar la o încărcare cu un moment $M_t=200\text{ Nm}$. Rezultatele sunt prezentate în Figurile 4.27 și, respectiv, 4.28.

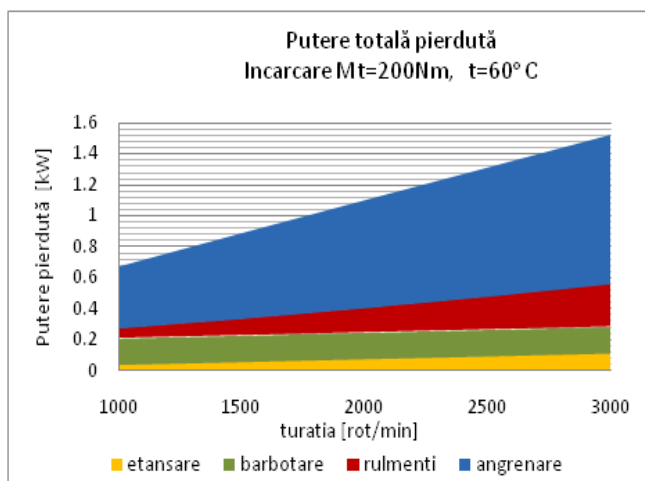


Fig. 4.28. Puterea pierdută pe diferitele surse, la momentul de $M_t=200\text{ Nm}$ (valori calculate)

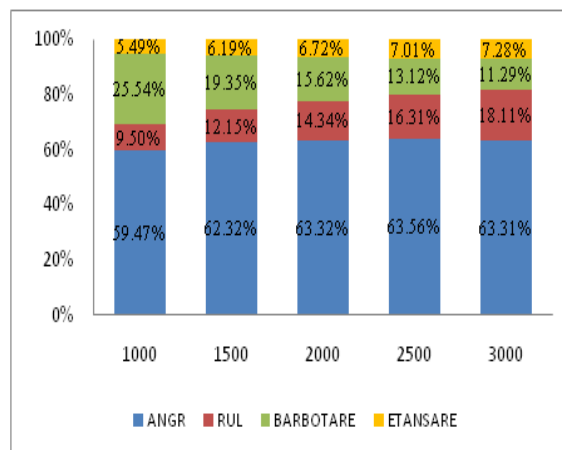


Fig. 4.29. Contribuția procentuală de pierdere de putere pe diferitele surse, la momentul de $M_t=200\text{ Nm}$ (valori calculate)

În concluzie, acest capitol al tezei a evidențiat că pierderile prin frecare în angrenarea roților dințate reprezintă o componentă semnificativă a pierderilor de putere în transmisii mecanice, iar coeficientul de frecare variază în funcție de mai mulți factori. Pierderile cresc odată cu turația și sarcina, având un impact semnificativ asupra eficienței transmisiei, și trebuie luate în considerare împreună cu alte pierderi pentru a proiecta o transmisie optimizată.

În total, pierderile de putere într-o transmisie cu roți dințate cilindrice pot varia între 1% și 3% din puterea transmisă, cu impact semnificativ asupra eficienței transmisiei. Minimizarea acestor pierderi este crucială pentru performanța generală a sistemului.

Capitolul 5. Analiza experimentală. Evaluarea pierderilor de putere în transmisii mecanice cu roți dințate

5.1. Introducere

În cadrul părții experimentale, voi examina în mod detaliat pierderile de putere asociate angrenării roților dințate, rulmenților, etanșărilor și barbotării uleiului în cutia de transmisie. Prin intermediul acestor măsurători, mi-am propus să identific sursele principale de pierdere de putere și să cuantific contribuția fiecărei componente la pierderea totală de putere în sistemul de transmisie mecanică cu roți dințate.

Înainte de a detalia experimentele descrise în acest capitol, s-au efectuat o serie de teste anterioare, menționate în capitolul precedent, care au constatat în evaluarea comportamentului transmisiilor mecanice cu roți dințate la diferite turații, nivele de cuplu și trei nivele distincte de imersare a roții în ulei. Aceste teste au implicat perioade de testare mai scurte, 40 de minute pentru testele cu încărcare și 80 de minute pentru testele de barbotare, comparativ cu experimentele actuale, care au o durată semnificativ mai lungă, de aproximativ 4-5 ore până la atingerea temperaturii de echilibru.

Diferența în durata testelor anterioare și cele actuale reflectă accentul crescut asupra investigației în condiții de funcționare prelungite în studiul curent. Testele anterioare, deși mai scurte, au jucat un rol crucial în stabilirea bazelor cercetării mele și în definirea parametrilor esențiali pentru experimentele mai complexe și extinse, prezentate în această etapă a tezei. Astfel, această tranziție de la teste mai scurte, la experimente mai lungi, reprezintă o evoluție semnificativă în abordarea noastră experimentală, asigurând acuratețea și relevanța datelor colectate în investigarea pierderilor de putere în transmisiile mecanice.

5.2. Prezentarea standului de testare

Pentru a valida datele prezentate în capitolele anterioare, am utilizat standul de testare a roților dințate și testare a lubrifianților situat în incinta INCDT Comoti.

Standul de încercare a roților dințate și testare a lubrifianților reprezintă un dispozitiv de testare cu circuit închis, conceput pentru a furniza un cuplu cuprins între 0 - 200 Nm și o turație cuprinsă între 0 - 3200 rpm. Acest banc de încercări este echipat cu următoarele componente:

- traductori optici, 2 unități, de tip ROC 425, produse de Heidenhain din Germania,
- traductor de cuplu de tip flanșă non-contact T10FS, de la Hottinger Baldwin Messtechnik, având o clasă de precizie de 0,05%,
- traductori pentru măsurarea temperaturii uleiului din baie PT100,
- senzori de măsurare a vibrațiilor pe standul de încercare, Bently Nevada,

- două cutii de transmisii, una pentru test și una pentru retur,
- senzori de măsurare a vibrațiilor motorului electric Bently Nevada.

Datele obținute prin intermediul acestui stand de testare au constituit fundamentul validării și interpretării rezultatelor obținute în capitolele anterioare ale acestei teze de doctorat.

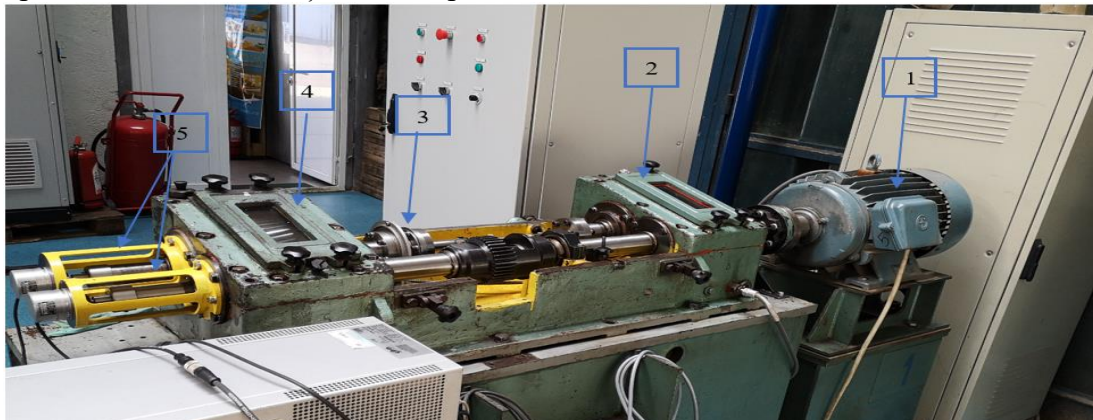


Figura 5.1. Standul de încercare roți dințate și testare a lubrifianților

1-motor electric; 2- cutie transmisie retur; 3- traductor de cuplu T10FS; 4- cutie transmisie test; 5- traductori optici de tip ROC 425

Tabel 5.1 Geometria și caracteristicile standului de testare a angrenajului (vezi și Cap. 2)

Caracteristici	Notatia	Valoarea	Caracteristici	Notatia	Valoarea
Distanța dintre axe [mm]	a_w	125	Duritatea pinionului	HB	270-290
Nr dinți pentru pinion	z_1	15	Duritatea rotii	HB	290-310
Nr dinți pentru roată	z_2	46	Rugozitatea flancului	Ra	0.4
Unghiul de înclinare al danturii [°]	β	10	Tipul rulmentilor	-	21310E
Coef. de deplasare la pinion	x_1	0.427	Distanța între rulmenti	-	200
Coef. de deplasare la roata	x_2	-0.138	Tipul uleiului	-	H46EP
Lățimea pinionului	b_1	80,37	Volumul uleiului [l]	V_{oil}	5.3
Lățimea roții conduse	b_2	73,37	Densitatea uleiului [kg/m^3]	ρ	877
Gradul de acoperire	ε_a	1.4523	Media capacității termice a uleiului	C_p	2.121
Gradul de acoperire suplimentar	ε_β	1.013			
Clasa de precizie	-	6			
Material	-	41MoCr11			

Gradul de acoperire suplimentar, $\varepsilon_\beta = 1,013$ a permis reducerea nivelului de vibrații.

Procedura inițială de verificare a standului experimental a fost esențială în asigurarea funcționării corespunzătoare a fiecărui component și în validarea integrității datelor experimentale. Verificările au inclus examinarea atentă a traductorului de cuplu non-contact, adăugarea precisă a uleiului tip H46EP și analiza detaliată a panoului de comandă. Aceste operațiuni au fost cruciale pentru garantarea fiabilității și preciziei rezultatelor obținute în cercetarea pierderilor de putere în transmisiile mecanice cu roți dințate.

Pentru validarea datelor teoretice prezentate în capitolele anterioare am realizat următoarele teste pe standul de încercări a roților dințate și testare a lubrifianților din incinta INCDT COMOTI:

T1 - Barbotare cuplu $M_t=0$ Nm și turația $n=1500$ rpm,

T2 - Barbotare cuplu $M_t=0$ Nm și turația $n=2000$ rpm,

T3 - Barbotare cuplu $M_t=0$ Nm și turația $n=3000$ rpm,

T4 - Încărcare $M_t=150$ Nm și $n=1500$ rpm, $P_{\text{calculată}}=23,562$ kW,

T5 - Încărcare $M_t=150$ Nm și $n=2000$ rpm, $P_{\text{calculată}}=31,416$ kW,

T6 - Încărcare $M_t=200$ Nm și $n=1500$ rpm, $P_{\text{calculată}}=31,416$ kW,

T7 - Încărcare $M_t=200$ Nm și $n=2000$ rpm, $P_{\text{calculată}}=41,888$ kW,

unde: T1...T7 este numărul testului,

M_t - Cuplu [Nm],

n - Turație [rpm],

$P_{\text{calculată}}$ - Puterea de intrare calculată [kW].

Aceste teste au fost concepute pentru a acoperi o gamă variată de scenarii de funcționare, furnizând date esențiale pentru analiza pierderilor de putere în transmisiile cu roți dințate.

5.3. Procedura de testare

Procedura de testare reprezintă o etapă crucială în investigația privind pierderile de putere în transmisiile mecanice cu roți dințate. Prin implementarea unui set riguros de operațiuni, această etapă are ca scop obținerea datelor necesare pentru evaluarea fenomenelor complexe din cadrul sistemelor de transmisie.

În primul rând, se pornește panoul de comandă și sistemul de colectare a datelor, marcând începutul experienței de testare. Înainte de a încărca sistemul cu cuplul dorit, se verifică starea standului și se măsoară temperatura din baia de ulei a cutiei de testare. Valorile temperaturilor mediului ambiant și ale uleiului din carcasa test sunt înregistrate cu atenție.

Calibrarea traductorului de cuplu este esențială pentru asigurarea acurateții măsurătorilor. Încărcarea sistemului cu cuplul dorit se realizează cu atenție, utilizând o cheie cu canelură, în timp ce se setează turația necesară și se pornește cronometrul pentru a monitoriza evoluția sistemului în timp.

Periodic, sunt notate timpul și valorile temperaturii din baia de ulei a carcasei test, furnizând o imagine detaliată a schimbărilor termice pe parcursul testelor. La finalul experimentului, se sistează procesul și se deschide capacul de vizitare al cutiei test pentru a realiza fotografii termice ale danturii (Fig. 5.3.), ale rulmenților (Fig. 5.4.) și ale carcasei test (Fig. 5.5.), cu ajutorul camerei cu termoviziune Fluke TiS60+.

Este important de menționat că am ales să utilizăm uleiul H46EP în cutia test, având un nivel de imersie al roții de 8 module. Cutia retur folosește H46EP, cu aceeași imersie a roții. Volumele de ulei corespunzătoare nivelului de imersie al roții de 8 module sunt de 5,3 litri în cutia test și, respectiv, în cutia retur.

Măsurătorile precise ale temperaturii uleiului sunt obținute cu ajutorul senzorilor PT100 din băile de ulei, iar camera de termoviziune Fluke furnizează imagini termice esențiale ale roților, rulmenților și carcasei test după fiecare test.

Această procedură detaliată de testare constituie temelia pe care m-am bazat pentru obținerea datelor autentice și relevante în explorarea complexă a pierderilor de putere în transmisiile mecanice cu roți dințate.

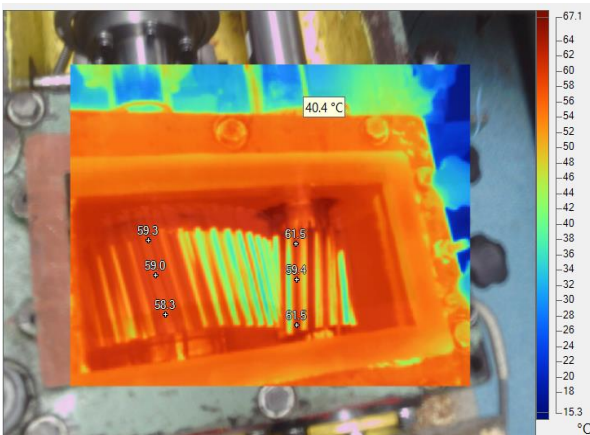


Fig. 5.3. Temperatura danturii după terminarea testului de barbotare, la $n=3000$ rpm

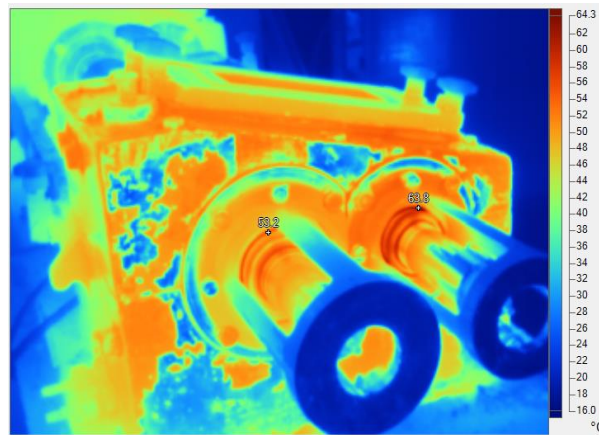


Fig. 5.4. Temperatura rulmenților după terminarea testului de încărcare la 200 Nm, 2000 rpm

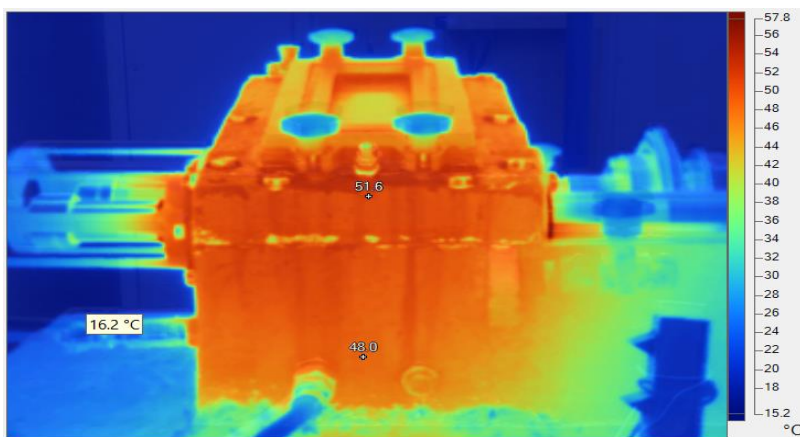


Fig. 5.5. Temperatura carcasei test după terminarea testului de încărcare la 200 Nm, 2000 rpm

5.4. Rezultate ale testelor

Această secțiune reprezintă un pas esențial în înțelegerea comportamentului termic al transmisiei mecanice, concentrându-se pe rezultatele obținute dintr-o serie de teste detaliate. Scopul principal al acestor teste a fost de a investiga distribuția și variațiile de temperatură în diverse scenarii de funcționare ale transmisiei. Prin înregistrarea temperaturilor în baia de ulei și pe carcasa sistemului, mi-am propus să evidențiez modul în care factorii critici, cum ar fi turația și încărcarea, interacționează în ceea ce privește performanța termică a acestei componente vitale a mecanismelor de transmitere.

De asemenea, în cadrul acestor teste, am evaluat și puterea pierdută în sistem, utilizând atât metoda experimentală, cât și calculul teoretic. Compararea dintre puterea pierdută determinată experimental și cea calculată teoretic oferă o perspectivă mai amplă asupra performanței termice, evidențiind posibile discrepante și oferind insight-uri în mecanismele care influențează eficiența transmisiei mecanice. Prezentarea detaliată a rezultatelor, inclusiv a puterilor pierdute și a datelor termice colectate, va permite să tragem concluzii semnificative cu privire la performanța termică a acestei transmisii mecanice în contextul variat al condițiilor de funcționare.

Toate rezultatele testelor cu imersarea roții conduse de 8 module normale (32 mm), au fost centralizate în tabelul 5.2.

Tabel 5.2 Teste cu imersia roții de 8 module

Teste imersie Roată 8 m_n							Temperatură finală carcasă	
Nr. Test	Moment M_t [Nm]	Turație n [rpm]	Temperatură mediu ambiant [°C]	Temperatură finală ulei [°C]	Putere pierdută calculată [W]	Putere pierdută, determinată experimental [W]	A [°C]	B [°C]
T1	0	1500	13,5	35,5	161	156	30,5	33,5
T2	0	2000	14,7	40,5	197	190	35	38,5
T3	0	3000	16	58,5	371	359	51	54
T4	150	1500	16,2	43	213	199	39	42
T5	150	2000	16,5	50,5	289	269	46	49
T6	200	1500	18,8	48,1	240	223	44,5	47
T7	200	2000	15	54,5	357	326	48	52

Puterea pierdută experimentală, a fost determinată utilizând metoda prezentată în subcapitolul 5.5, adică utilizând expresia de calcul (5.2)

În tabelul 5.3 și, respectiv, Fig. 5.6. sunt evidențiate temperaturile din baia de ulei și pe carcasa test, pentru cele 3 teste de barbotare, T1, T2 și T3, de 1500 rpm, 2000 rpm și, respectiv, 3000 rpm, la nivelul de ulei de 8 module imersie roată.

Tabel 5.3. Barbotarea uleiului la un nivel de imersare a roții conduse de 8 m_n

		Barbotare nivel 8 module			
Nr. test	Turația [rpm]	T_mediu_ambiant [°C]	T_finală_ulei [°C]	T_carcasă_A [°C]	T_carcasă_B [°C]
T1	n=1500	13,5	35,5	30,5	33,5
T2	n=2000	14,7	40,5	35	38,5
T3	n=3000	16	58,5	51	54

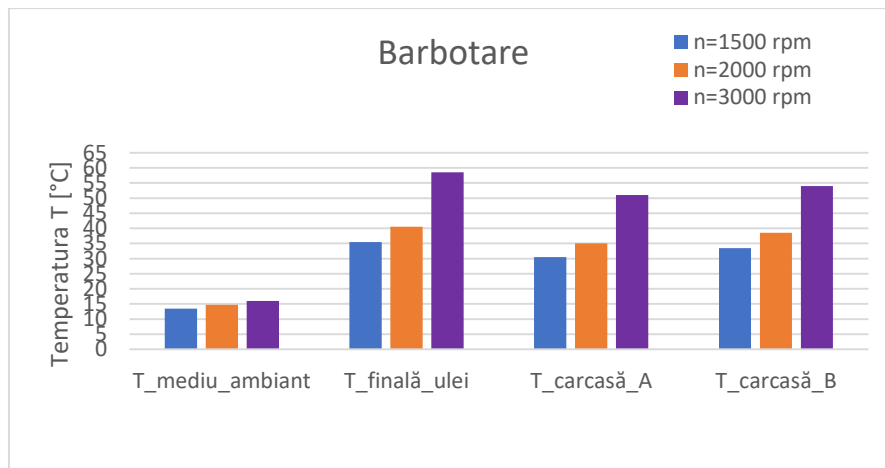


Fig. 5.6. Rezultate ale măsurătorilor de temperatură pentru testele de barbotare

Se poate observa în figurile și tabelele de mai sus pentru testele de barbotare că temperatura în baia de ulei și pe carcasă crește odată cu turația.

Temperaturile finale de ieșire ale uleiului cresc odată cu turația, de la 35,5 °C la 58,5 °C.

Tabel 5.4. Teste cu încărcare $M_t=150$ Nm, cu nivel de imersie a roții conduse de 8 m_n

Nr. Test / turația n [rpm]	$M_t=150$ Nm cu nivel ulei 8 module			
	T_mediu_ambiant [°C]	T_finală_ulei [°C]	T_carcasă_A [°C]	T_carcasă_B [°C]
T4 / n=1500	16,2	43	39	42
T5 / n= 2000	16,5	50,5	46	49

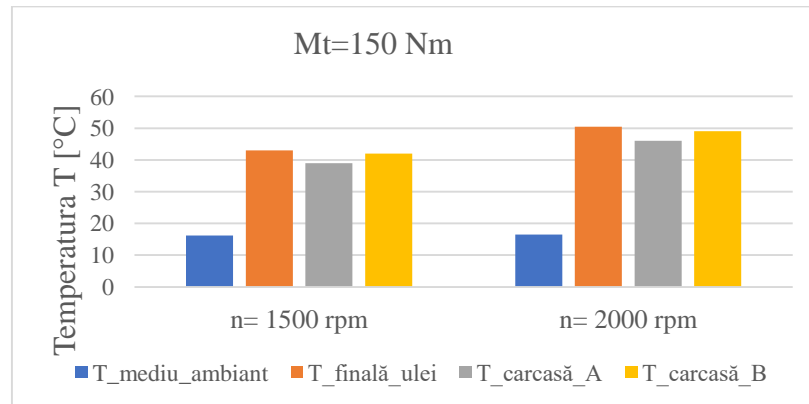


Fig. 5.7. Temperaturi înregistrate la sfârșitul testelor cu încărcare $M_t=150$ Nm

În tabelul 5.4. și respectiv Figura 5.7. sunt evidențiate temperaturile din baia de ulei și pe carcasă pentru cele 2 teste de încărcare cu $M_t=150$ Nm, T4 și T5 de 1500, respectiv 2000 rpm la nivelul de ulei de 8 module imersie roată.

Temperatura minimă finală a uleiului este la turația de 1500 rpm și are valoarea de 43° C și cea maximă de 50.5 °C ce se regăsește la turația de 2000 rpm.

Tabel 5.5. Rezultate obținute la teste cu încărcare $M_t=200$ Nm, cu nivel de imersie a roții conduse de 8 m_n

Nr. Test / turația n [rpm]	$M_t=200$ Nm cu nivel ulei 8 module			
	T_mediu_ambiant [°C]	T_finală_ulei [°C]	T_carcasă_A [°C]	T_carcasă_B [°C]
T6 / n=1500	18,8	48,1	44,5	47
T7 / n=2000	15	54,5	48	52

În tabelul 5.5 și, respectiv, Figura 5.8, sunt evidențiate temperaturile din baia de ulei și pe carcasă pentru cele 2 teste de încărcare cu $M_t=200$ Nm, T6 și T7, de 1500 rpm, respectiv, 2000 rpm, la nivelul de ulei de 8 module imersie a roții conduse.

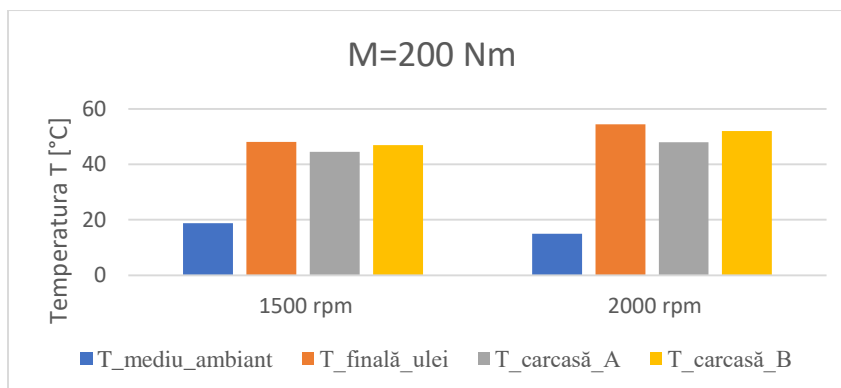


Fig. 5.8. Rezultate ale măsurătorilor de temperatură pentru teste cu $M_t=200$ Nm, cu nivel de imersie a roții conduse de 8 module

Temperatura minimă finală a uleiului este la testul de 1500 rpm de $48,1^\circ\text{C}$ și crește până la aproximativ $54,5^\circ\text{C}$ la testul de 2000 rpm.

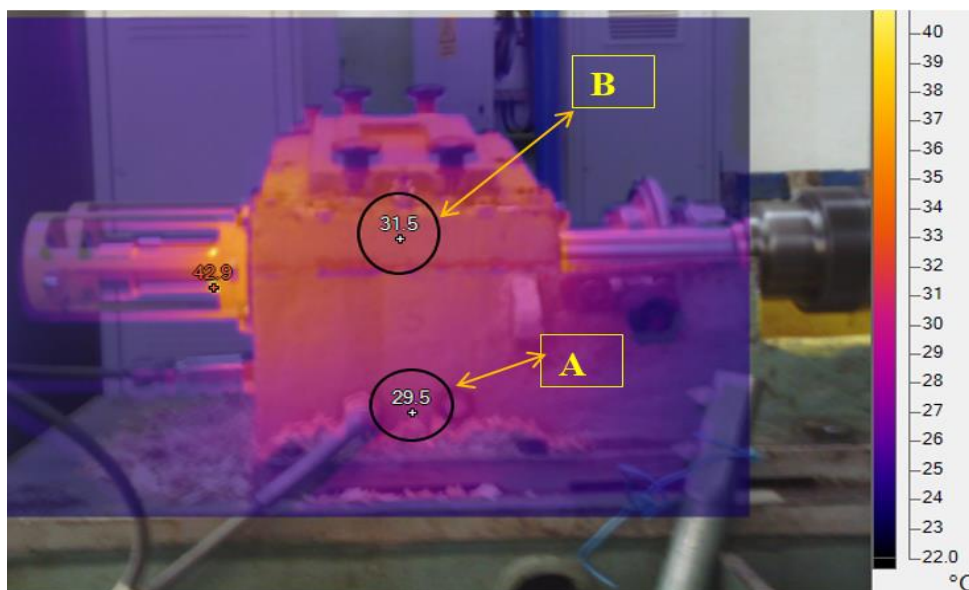


Fig. 5.9. Temperaturi finale ale semicarcaselor în punctele A și B

În Figura 5.9 sunt indicate cele 2 puncte, A și B, de pe semicarcasa inferioară, respectiv, semicarcasa superioară, unde au fost măsurate temperaturile după fiecare test și sunt regăsite în tabelele cu rezultatele testelor.

Aceste tabele și figuri, împreună, contribuie la înțelegerea modului în care nivelurile diferite de încărcare și turație influențează comportamentul termic al transmisiei mecanice, furnizând date concrete și ilustrații grafice care ajută la conturarea concluziilor relevante pentru performanța și eficiența sistemului.

În cadrul acestui capitol, am abordat partea experimentală a cercetării privind pierderile de putere în transmisii mecanice cu roți dințate. Scopul nostru a fost să obținem date concrete și măsurători relevante pentru evaluarea și înțelegerea fenomenelor de pierdere de putere în cadrul sistemelor de transmisie cu roți dințate. Pentru aceasta, am conceput și realizat teste riguroase cu

diferite niveluri de cuplu și turație pentru a acoperi mai multe scenarii de funcționare, pe un stand de testare specializat, echipat cu componente de înaltă precizie.

Principalele rezultate obținute în cadrul părții experimentale sunt următoarele:

1. Dependența temperaturii în raport cu turația. Am constatat că temperaturile atât în baia de ulei, cât și pe carcasa transmisiei cresc odată cu creșterea turației. Această creștere se datorează interacțiunilor complexe dintre roți dințate, rulmenți și uleiul lubrifiant, în timpul funcționării cu turații mari.
2. Influența cuplului de angrenare. Am observat că pierderile de putere au o dependență directă de cuplu. Cu cât momentul transmis este mai mare, cu atât pierderile de putere cresc proporțional.
3. Analiza termică a componentelor. Cu ajutorul camerei cu termoviziune Fluke, am obținut imagini termice ale danturii roților, rulmenților și carcasei transmisiei. Aceste imagini au confirmat încă o dată că pierderile de putere sunt asociate cu creșterea temperaturii în zonele critice ale transmisiei.

Datele experimentale obținute sunt fundamentale pentru validarea rezultatelor teoretice prezentate în capitolele anterioare ale acestei teze de doctorat.

Această abordare experimentală a permis identificarea principalelor cauze ale pierderilor de putere și a unui set de date autentice și bine fundamentate. Utilizând rezultatele prezentate în capitolul 5.5, temperaturile de echilibru obținute, permit determinarea pierderilor totale de putere din reductorul de probă studiat.

În concluzie, partea experimentală a acestei teze de doctorat a adus o contribuție valoroasă în înțelegerea și eficientizarea transmisiilor mecanice cu roți dințate. Datele obținute prin testarea riguroasă au adus noi informații și au validat aspecte teoretice importante.

5.5. Stabilirea dependenței puterii disipate prin carcasă în funcție de diferența de temperatură din baia de ulei și cea a mediului ambiant.

În acest subcapitol este prezentată o analiză a capacității de transfer termic, respectiv a pierderilor de putere ale unei transmisii mecanice prin angrenaje cu dantură cilindrică cu dinți înclinați, respectiv a unei transmisii pe un stand de tip FZG. Scopul testelor a fost de a stabili o corelație între puterea termică eliberată prin carcasa transmisiei mecanice și diferența de temperatură dintre uleiul din baie și mediul ambiant, în condițiile încălzirii uleiului din baie cu ajutorul rezistențelor electrice și a unei agitații ușoare, obținute prin rotirea angrenajului fără sarcină.

S-au efectuat experimente cu un sistem de testare a angrenajelor și lubrifiantilor, folosind un stand de încercări cu circuit închis, echipat cu instrumente de măsurare. Testele au fost efectuate cu rezistențe electrice calibrate, care au încălzit uleiul din reductorul de probă. Curentul electric din rezistențe a fost reglat cu un variator de tensiune, pentru a se obține diferite niveluri de putere termică, constantă, până la obținerea temperaturii de echilibru corespunzătoare fiecărui nivel de putere reglat. Temperaturile de echilibru obținute au fost trecute în Tabelul 5.6. Studiul oferă informații despre procesul de încălzire al bancului de încercări în zona cutiei transmisiei, implicit pierderile de putere într-un sistem de angrenaje, ceea ce poate fi util în proiectarea și optimizarea transmisiilor mecanice cu angrenaje. Procedura poate fi utilizată în-situ pentru determinarea experimentală a puterii termice eliberate prin carcasa unei transmisii cu angrenaje.

În acest studiu, pentru a realiza experimentele, s-a utilizat standul de testare pentru angrenaje și lubrifianți prezentat în figura 5.11.

Următoarele componente auxiliare au fost utilizate pentru validarea testelor: un variator de tensiune; o priză cu contor digital de energie care monitorizează puterea instantanee, 2 rezistențe electrice de câte 400 W (maxim) și o cameră termică Fluke TiS60+.

Rezultatele obținute nu doar dezvăluie comportamentul termic al componentelor, dar și furnizează informații valoroase pentru optimizarea și inovarea în proiectarea transmisiilor mecanice. În plus, această metodologie de testare poate constitui un instrument esențial pentru evaluarea experimentală a puterii termice disipate prin carcasa transmisiilor cu angrenaje.



Fig. 5.11. Standul de încercat roți dințate și testare a lubrifianților echipat cu rezistențe electrice, priză cu contor digital de energie și variator de tensiune.

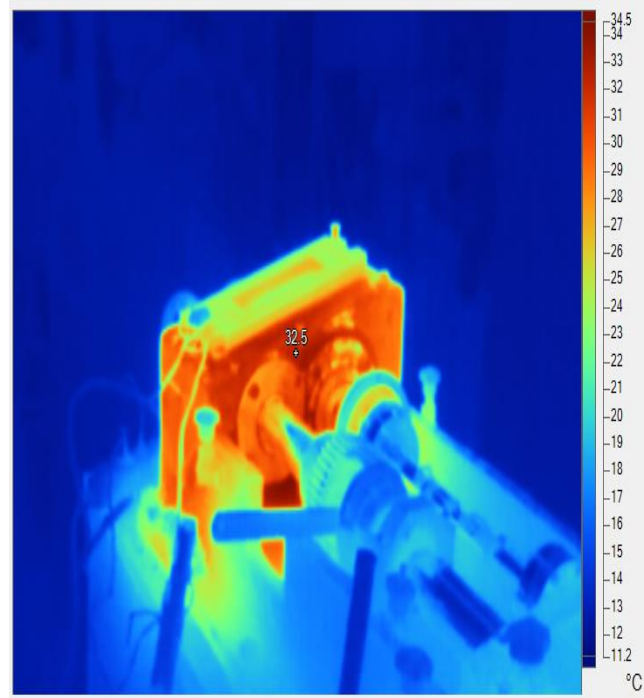


Fig. 5.13. Imaginea carcasei test în infraroșu pentru testul în desfășurare T7R, cu puterea termică de 750 W

În figura 5.13 se observă distribuția temperaturii în diferitele zone ale carcasei. Ecuația diferențială a procesului de încălzire al standului este:

$$m_{ech} \cdot c_{ech} \cdot dT = [P - A_{ech} \cdot k_{ech} \cdot (T - T_0)] \cdot dt \quad (5.1)$$

unde

$m_{ech} \cdot c_{ech}$ reprezintă capacitatea echivalentă de stocare de energie termică în stand.

$dQ = m_{ech} \cdot c_{ech} \cdot dT$ este variația energiei termice acumulate în stand în timpul dt .

P este puterea termică (fluxul termic) primită de sistem. Dacă folosim rezistență electrică, cu rol de sursă termică, pentru simularea încălzirii standului, puterea P este constantă.

$A_{ech} \cdot k_{ech}$ este caracteristica standului de a disipa căldura în mediul înconjurător. Datorită gradientului termic din stand, disiparea este neuniformă, la fel ca și înmagazinarea de căldură din stand.

$A_{ech} \cdot k_{ech} \cdot (T - T_0)$ este puterea termică disipată în mediul ambiant. La început, $T = T_0$ și toată puterea termică pătrunde în stand încălzindu-l. Când se atinge temperatura de echilibru $T_{echilibru}$, în

stand nu se mai acumulează energie termică și, practic, toată puterea termică generată este disipată în mediu.

În ecuația diferențială se observă că, dacă temperatura măsurată în baia de ulei din carcasă se stabilizează, adică dT devine egal cu 0, rămâne doar partea dreaptă a ecuației care permite stabilirea unei relații între puterea termică din interiorul reductorului și diferența de temperatură $T_{echilibru} - T_0$, dintre temperatura măsurată în baia de ulei și temperatura mediului ambiant.

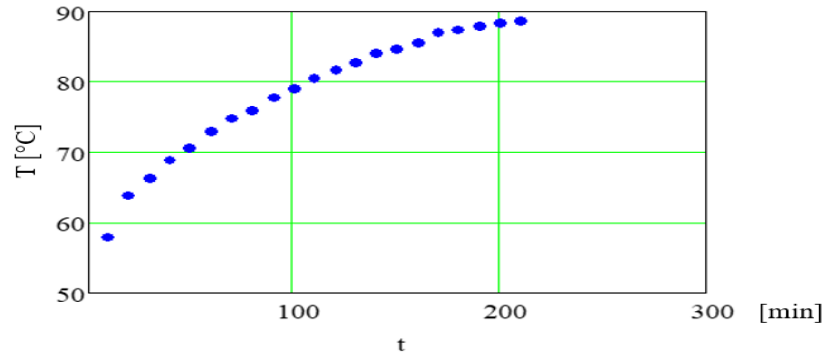


Fig. 5.14 Valorile temperaturii uleiului din baia de ulei, pentru $P=750$ W:
($T_{mediu}= 15,5^{\circ}$ C, $T_{echilibru}=88,7^{\circ}$ C)

În graficul din figura 5.14 se observă că, în timp, valoarea temperaturii din baia de ulei se stabilizează, obținându-se astfel o temperatură de echilibru ($T_{echilibru}$), utilizată pentru stabilirea corelației dintre puterea termică degajată de rezistențele electrice și diferența de temperatură dintre temperatura $T_{echilibru}$ măsurată în baia de ulei și temperatura T_0 egală, în acest caz, cu $15,5^{\circ}$ C, adică $\Delta T = 88,7 - 15,5 = 73,2^{\circ}$ C.

Au fost efectuate șapte teste cu șapte niveluri diferite de putere și s-au obținut temperaturile de echilibru în stand. În acest moment, întreaga putere termică este disipată prin carcasă și temperatura acesteia nu mai crește, ca în figura 5.14.

Testele au fost realizate în zile diferite și au avut temperaturi ambientale diferite. Pentru a determina cât mai precis temperatura uleiului din carcasă, s-a simulat agitărea uleiului care a fost aerat manual cu ajutorul roții antrenate. Rezultatele testelor, utilizând rezistențe electrice, sunt centralizate în tabelul 5.6.

Tabel 5.6. Centralizarea rezultatelor testelor cu rezistențe electrice

Nr. Test	Temp mediu ambiant, T_0 [°C]	Puterea [W]	Temp. echilibru $T_{echilibru}$ [°C]	ΔT [°C]
T1R	14	85	27	13
T2R	14	185	39,5	25
T3R	15,5	310	54	38,5
T4R	14,5	390	59	44,5
T5R	16	430	65	49
T6R	16	570	77	61
T7R	15,5	750	88,7	73,2

Corelația puterii cu diferența de temperatură dintre ulei și cea a mediului ambiant din Tabelul 5.6, a fost aproximată cu următorul polinom, ai cărui coeficienți au fost determinați prin regresie:

$$P(\Delta T) = 5.234970817136151 \cdot \Delta T + 0.0925589083718236 \cdot \Delta T^2 - 0.0004028413613011809 \cdot \Delta T^3 \quad (5.2)$$

În graficul din fig. 5.15 se prezintă comparativ valorile măsurate și cele calculate cu polinomul (5.2). Se precizează că abaterea relativă maximă este 2,43%.

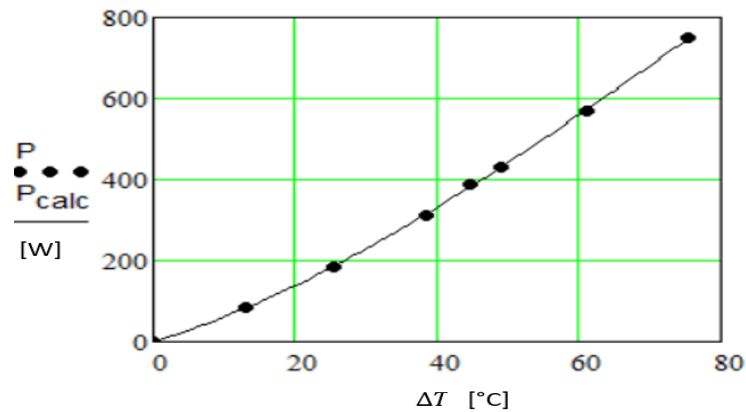


Fig. 5.15. Valorile măsurate și cele calculate cu polinomul (5.2) pentru testele cu rezistențe electrice

Din graficul din figura 5.15, se observă o bună concordanță între valorile calculate și cele măsurate.

În continuare se va utiliza diferența dintre temperatura de echilibru din baia de ulei și cea a mediului înconjurător, ΔT , pentru stabilirea valorii puterii termice P_v , degajate la temperaturile de echilibru stabilite (ca în figura 5.14), în cazul experimentărilor de barbotare a uleiului (cu standul neîncărcat) și celor efectuate cu standul încărcat, prezentate în subcapitolul 5.4, în tabelul 5.2. Aceste valori au permis compararea cu rezultatele calculului teoretic.

Concluziile acestui studiu deosebit de complex și riguros, efectuat în cadrul tezei de doctorat, demonstrează cu succes o nouă abordare inovatoare în analiza capacității de transfer termic și pierderilor de putere în transmisiile mecanice cu angrenaje cu dantură cilindrică cu dinți înclinați. Scopul esențial al acestor teste a fost stabilirea unei corelații robuste și precise între puterea termică disipată prin carcasa transmisiei mecanice și diferența de temperatură dintre baia de ulei și mediul ambiant.

Procedeul folosit în acest capitol poate fi utilizat în-situ pentru studiul experimental al comportării termice efective al transmisiilor mecanice cu carcasă închisă, în speță, a celor cu roți dințate.

Cu metode avansate de testare și instrumente complexe, s-a reușit obținerea unor rezultate remarcabile, pe baza ecuației diferențiale (5.1) pentru procesul de încălzire al standului și s-a evidențiat o concordanță bună între valorile măsurate și cele calculate cu polinomul (5.2). Acest fapt atestă calitatea și precizia înaltă a acestor determinări experimentale.

Studiul s-a bucurat de o abordare holistică și comprehensivă, acoperind aspecte esențiale legate de comportamentul termic al cutiei de transmisie, inclusiv pierderile de putere în sistemul de angrenaje. Concluziile și rezultatele obținute vor servi ca fundament solid pentru optimizarea

și proiectarea ulterioară a sistemelor similare, contribuind astfel la îmbunătățirea eficienței și performanțelor acestora.

Rezultatele acestui studiu au adus o contribuție semnificativă în domeniul cercetării termice a angrenajelor, deschizând noi orizonturi pentru cercetătorii și inginerii din această arie. Metodele și tehnologiile dezvoltate în cadrul acestui proiect de cercetare vor fi valoroase pentru comunitatea științifică și pentru industrie, având potențialul de a îmbunătăți semnificativ performanța și durabilitatea sistemelor de transmisie mecanică.

În final, acest studiu reprezintă o contribuție deosebită la dezvoltarea cunoștințelor științifice în domeniul transmisiilor mecanice și al transferului termic, aducând beneficii importante în dezvoltarea tehnologică și în creșterea eficienței energetice în diferite aplicații industriale. Aprofundarea acestor rezultate și explorarea unor noi direcții de cercetare pot conduce la progrese semnificative în domeniu, consolidând astfel poziția acestei teze de doctorat ca o contribuție valoroasă și de referință în domeniul cercetării științifice.

Capitolul 6. Concluzii finale și contribuții principale la analiza pierderilor de putere într-o rețea termică cu transmisie mecanică și partea experimentală. evaluarea pierderilor de putere în transmisiile mecanice cu roți dințate

6.1. Concluzii generale

(1) Din analiza stadiului actual privind studiul experimental al angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați, s-au desprins concluzii importante, care sunt prezentate în capitolul 2. Aceste concluzii au oferit o perspectivă asupra situației actuale în domeniul angrenajelor cu roți dințate, identificându-se aspectele cheie care necesită cercetare și îmbunătățire.

(2) Având în vedere datele și concluziile din analiza stadiului actual privind studiul experimental al angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați, s-au considerat a fi de actualitate direcțiile de cercetare-dezvoltare, după cum se prezintă în § 3.1. Aceste direcții au reprezentat baza pentru planificarea cercetării și dezvoltării ulterioare, asigurând concentrarea pe aspectele relevante și promițătoare.

(3) În raport cu stadiul actual și direcțiile de cercetare-dezvoltare privind analiza pierderilor de putere într-o rețea termică cu transmisie mecanică, s-a determinat ca obiectiv principal al activității de cercetare-dezvoltare în cadrul doctoratului (v. și § 3.2), stabilirea și validarea unor soluții inovatoare pentru analiza teoretică și experimentală a pierderilor de putere în transmisiile mecanice.

(4) Concluziile relevante privind activitatea de cercetare și dezvoltare de doctorat pentru atingerea obiectivului său principal, în raport și cu elementele de referință metodologice (v. § 4.3), sunt, după cum urmează:

- s-au identificat și cuantificat principalele surse de pierdere de putere în transmisiile mecanice cu roți dințate, furnizând informații esențiale pentru optimizarea sistemelor existente și dezvoltarea de noi tehnologii,
- s-au efectuat teste și măsurători în cadrul părții experimentale pentru a evalua și înțelege fenomenele de pierdere de putere în transmisiile mecanice cu roți dințate, care pot contribui la dezvoltarea de soluții eficiente și durabile,
- s-a propus și testat un procedeu inovativ pentru determinarea experimentală a pierderilor de putere, dintr-o transmisie cu roți dințate, pe baza diferenței de temperatură dintre baia

de ulei și mediul ambiant și a corelației acestora cu puterea termică degajată în mediul ambiant stabilită prin utilizarea unor rezistențe electrice calibrate ca în subcapitolul 5.5. Procedeu este utilizabil și în-situ pentru transmisii cu roți dințate în carcase etanșe și ungerea angrenajelor prin imersie.

(5) La realizarea obiectivului principal al activității doctorale de cercetare-dezvoltare, prezenta teză de doctorat aduce o serie de contribuții, dintre care cele mai importante sunt după cum urmează:

- dezvoltarea unui model matematic avansat pentru analiza și simularea comportamentului angrenajelor cu roți dințate în rețelele termice, oferind o unealtă valoroasă pentru proiectarea și optimizarea sistemelor,
- identificarea și evaluarea critică a factorilor care influențează pierderile de putere în rețelele termice, care pot contribui la dezvoltarea unor strategii eficiente de reducere a acestora,
- dezvoltarea unor metode și tehnici inovative pentru măsurarea și monitorizarea pierderilor de putere în transmisiile mecanice (vezi metoda din subcapitolul 5.5), facilitând implementarea de soluții de mentenanță predictivă.
- s-a realizat, testat și utilizat un procedeu inovativ de determinare experimentală a pierderilor de putere, în transmisii mecanice, utilizabil în-situ, în diferite aplicații industriale.

Prezenta teză de doctorat, prin problematică, modul de abordare și rezultate, dezvoltă o înțelegere profundă a pierderilor de putere într-o rețea termică cu transmisie mecanică și aduce contribuții semnificative în domeniul analizei teoretice și experimentale a acestora. Importanța științifică a tezei este susținută de avansarea cunoașterii în acest domeniu și dezvoltarea de soluții inovatoare. În același timp, importanța practică rezidă în aplicabilitatea rezultatelor și impactul pozitiv asupra industriei și a comunității de specialiști.

6.2. Contribuții originale ale tezei de doctorat

Având în vedere rezultatele obținute în aceste capitole, se pot identifica următoarele contribuții:

Contribuții teoretice:

1. Analiza istoriei și evoluției angrenajelor cu roți dințate, oferind o perspectivă istorică asupra dezvoltării acestor componente mecanice critice.
2. Investigarea și prezentarea standurilor de testare pentru roți dințate, inclusiv tipurile acestora și stadiul actual al cercetărilor experimentale în domeniul angrenajelor.

Contribuții de modelare-simulare:

3. Dezvoltarea unor modele numerice 2D și 3D pentru roțile cilindrice exterioare cu dantură înclinată, cu profil evolventic, utilizând metode numerice și software specializat, cum ar fi Siemens Unigraphics NX 12 și Solid Edge ST9, modele ce au fost fabricate la Uzina Mecanică Cugir S.A. și utilizate pe standul de testare din incinta INCDT COMOTI.
4. Realizarea unei comparații detaliate a profilurilor evolventice generate în Siemens Unigraphics NX și Solid Edge, furnizând o evaluare critică a acestor metode de modelare.
5. Prezentarea unor concluzii relevante privind diferențele și similitudinile între modelele generate în NX și SE, inclusiv aspectele legate de utilizarea bibliotecilor pentru modelare.
6. Partea de calcul numeric al pierderilor de putere într-o transmisie mecanică cu dinți înclinați, realizată prin 6 coduri scrise în Mathcad.

Contribuții metodologice:

7. S-au definit parametrii necesari în elaborarea unei metodologii de cercetare pentru evaluarea pierderilor de putere într-o transmisie mecanică cu roți dințate cu dantură cilindrică și cu dinți înclinați.
8. Definierea obiectivelor principale ale activității de cercetare-dezvoltare și stabilirea direcțiilor de cercetare pentru a aborda eficient aceste obiective.

Contribuții experimentale:

9. Realizarea unui studiu experimental asupra pierderilor de putere într-o transmisie mecanică cu roți dințate.
10. Instrumentarea standului de testare folosit pentru evaluarea pierderilor de putere în transmisii mecanice cu roți dințate.
11. Echiparea standului cu instrumente auxiliare pentru testele cu rezistențe electrice și stabilirea procedurii de testare utilizate.
12. Stabilirea dependenței puterii disipate prin carcasa transmisiei în funcție de diferența de temperatură dintre baia de ulei și mediul ambiant, simulând încălzirea standului cu rezistențe electrice de diferite puteri termice.
13. Analiza rezultatelor testelor de barbotare și sub sarcină, precum și determinarea experimentală a puterii disipate prin carcasa transmisiei, în funcție de diferența de temperatură dintre baia de ulei și mediul ambiant.

Bibliografie selectivă

- [1] Gopinath, K., & Mayurat, M. M. *Lecture 1: Introduction to Gears - Machine Design II Module 2*. https://www.academia.edu/7694046/Machine_Design_II_Module_2_-GEARS_Lecture_1_-INTRODUCTION_Contents.
- [2] *An ancient Greek computer*. (1959). *Scientific American*, 200(6), 60-67. https://en.wikipedia.org/wiki/Antikythera_mechanism.
- [5] *South-pointing chariot*. (2018). *Wikipedia*: https://en.wikipedia.org/wiki/South-pointing_chariot.
- [7] Istituto e Museo di Storia della Scienza. (2004). *Codex Atlanticus (BAM), fol. 1103r (detail)*. <https://brunelleschi.imss.fi.it/genscheda.asp?appl=LIR&xsl=paginamanoscritto&lingua=ENG&chiave=100821>.
- [8] Newtown_graffiti. (2010). *Graffiti Art*. Flickr. https://www.flickr.com/photos/newtown_graffiti/4803665199.
- [11] Burrows, M., & Sutton, G. (2013). Interacting gears synchronize propulsive leg movements in a jumping insect. *Science*. <https://www.cam.ac.uk/research/news/functioning-mechanical-gears-seen-in-nature-for-the-first-time>.
- [12] Chironis, N. P. (1967). *Gear Design and Application*. McGraw-Hill Book Co.
- [13] Hargreaves, D. J., & Planitz, A. (2009). Assessing the energy efficiency of gear oils via the FZG test machine. *Tribology International*, 42, 918-925. Elsevier.
- [14] Li, S. (2008). Contact problem and numeric method of a planetary drive with small teeth number difference. *Mechanism and Machine Theory*, 43.
- [15] Gabrovanu, I. S., Tudor, A., Mirica, R., & Cananau, S. (2016). FEM analysis of gear width influence on the mesh stiffness at helical gears. *Scientific Bulletin, series D, Universitatea Politehnica din Bucuresti*.

- [16] Davali, P., Rosa, F., Rossi, F., & Boni, G. (2007). Transmission error and noise emission of spur gears. *Geartechnology*, 78.
- [17] Raja Hamzah, R. I., & Mba, D. (2007). The influence of operating condition on acoustic emission (AE) generation during meshing of helical and spur gears. *Tribology International*, 42, 3-14. Elsevier.
- [18] Tan, C. K., & Mba, D. (2004). Identification of the acoustic emission source during a comparative study on diagnosis of a spur gearbox. *Tribology International*, 38, 469-480.
- [19] Nguyen, V. K., Cau, T. M., & Dien, N. P. (2004). Modelling Parametric Vibration of Gear-Pair Systems as a Tool for Aiding Gear Fault Diagnosis. *Technische Mechanik*, 24(3-4).
- [33] Rădulescu, Gh., Miloiu, Gh., Gheorghii, N., & Muntean, C. (1986). Indrumar de proiectare in constructia de masini, Vol. III. *Editura Tehnica*, Bucuresti.
- [56] Niemann, G., & Winter, H. (2003). *Maschinenelemente Band 2*. Springer Verlag, 2. Auflage, pp. 243-257.
- [57] Höhn, B.-R., Michaelis, K., & Hinterstoißer, M. (2009). Optimization of gearbox efficiency. *Gorivaimaziva*, 48(4), 462–480.
- [60] Fernandes, C. M. C. G., Marques, P. M. T., Martins, R. C., & Seabra, J. H. O. (2015). Influence of gear loss factor on the power loss prediction. *Mech. Sci.*, 6, 81–88. <https://doi.org/10.5194/ms-6-81-2015>.
- [71] Castro, J., & Seabra, J. (1998). Scuffing and lubricant film breakdown in FZG gears part I: Analytical and experimental approach. *Wear*, 215(1), 104–113.
- [89] SKF. (November 2005). *SKF General Catalogue 6000 EN*.
- [90] Standuri pentru testarea transmisiilor cu roți dințate. (n.d.). *Tehnica și Tehnologie Online*. Retrieved from <https://www.ttonline.ro/revista/transmisii-mecanice/standuri-pentru-testarea-transmisiilor-cu-roti-dintate>.
- [91] Jelaska, D. (2012). *Gears and gear drives* (Chapters 2, 3, and 4). John Wiley & Sons, Ltd.
- [94] Changenet, C., & Vex, P. (2007). A model for the prediction of churning losses in geared transmissions—preliminary results. *Journal of Mechanical Design*, 129(1), 128.
- [97] Prakash Del Valle, C. (2014). *Thermal modelling of an FZG test gearbox* (Master's thesis). KTH Industrial Engineering and Management, Machine Design.