

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea: Design de Produs şi Mediu

Ing. Lenard JURJ

**Cercetări teoretice şi experimentale
asupra frecării din lanţurile dinţate
Theoretical and experimental
research over friction in silent chains**

REZUMAT / ABSTRACT

Conducător ştiinţific

Prof.dr.ing. Radu VELICU

BRAŞOV, 2019

D-lui (D-nei)

COMPONENȚA

Comisiei de doctorat

Numită prin ordinul Rectorului Universității Transilvania din Braşov

Nr. din

PREȘEDINTE:	Prof.dr.ing. Marius LUCULESCU Prodecan Facultatea de Design de Produs și Mediu Universitatea Transilvania din Braşov
CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:	Prof. dr. ing. Radu VELICU Universitatea Transilvania din Braşov
REFERENȚI:	Prof.dr.ing. Sorin CĂNĂNĂU Universitatea Politehnica București Prof.dr.ing. Corina BÎRLEANU Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca Conf.dr.ing. Mihai Tiberiu LATEȘ Universitatea Transilvania din Braşov

Data, ora și locul susținerii publice a tezei de doctorat: 06.09.2019, ora 12:00, sala GI10.

Eventualele aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării vor fi transmise electronic, în timp util, pe adresa jurj.lenard@unitbv.ro

Totodată, vă invităm să luați parte la ședința publică de susținere a tezei de doctorat.

Vă mulțumim.

CUPRINS

	Pg. teză	Pg. rezumat
INTRODUCERE	7	6
1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ASUPRA FRECĂRIILOR DIN TRANSMISII PRIN LANȚ	9	8
1.1 CONSIDERAȚII GENERALE.....	9	8
1.2 TRANSMISII PRIN LANȚ.....	9	8
1.2.1 Transmisii prin lanț dințat	11	9
1.2.2 Forțe în transmisii prin lanț.....	13	10
1.3 STADIUL ACTUAL AL MODELĂRII ȘI TESTĂRII TRANSMISIILOR PRIN LANȚ	15	10
1.4 REGIMUL DE FRECARĂ - UNGERE ÎN TRANSMISII PRIN LANȚ	25	11
1.5 CONCLUZII -ANALIZA CRITICĂ ȘI OBIECTIVELE TEZEI.....	27	12
2. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PE TRANSMISIA ETALON $i=1$	29	13
2.1 PIERDERILE PRIN FRECARĂ DIN TRANSMISII PRIN LANȚ DINȚAT.....	29	13
2.1.1 Lanțuri dințate LD6 și LD8	29	13
2.1.2 Stand de măsurători experimentale pentru frecarea din transmisii prin lanț.....	30	13
2.1.3 Baza determinării momentelor de frecare $i=1$	31	14
2.2 REZULTATELE MĂSURĂTORILOR EXPERIMENTALE	33	15
2.2.1 Momentul de frecare în rulmenți.....	33	15
2.2.2 Momentul de frecare din lanțurile dințate $i=1$	35	16
2.3 MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII –COMPARAȚIA REZULTATELOR	41	19
2.3.1 Modelul Horovitz.....	41	19
2.3.2 Momentul de frecare rezultat din modelul lui Horovitz	43	20
3. EVALUAREA SITUAȚIEI FUNCȚIONALE $i=2$ PE BAZA TESTELOR PE TRANSMISIA ETALON - (BENCHMARKING).....	51	23
3.1 BAZELE DETERMINĂRII EXPERIMENTALE A FRECĂRII ÎN LANȚUL DINȚAT CU RAPORT $i=2$	51	23
3.2 MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII ÎN LANȚ DINȚAT CU RAPORT $i=1$ BENCHMARKING.....	52	24
3.3 VALIDAREA EXPERIMENTALĂ A MODELULUI DE BENCHMARKING	54	25
4. CONDIȚII DE UNGERE ÎN ARTICULAȚIILE LANȚULUI DINȚAT.....	58	27
5. EFECTELE FORȚEI CENTRIFUGE ÎN TRANSMISII PRIN LANȚ DINȚAT	66	30

5.1	MODELUL TEORETIC.....	66	30
5.2	REZULTATELE EXPERIMENTALE –RIGIDITATEA ELEMENTELOR.....	71	32
5.3	REZULTATE EXPERIMENTALE –FORȚA CENTRIFUGĂ	73	33
6.	MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII DIN TRANSMISIA PRIN LANȚ DINȚAT	80	35
6.1	GEOMETRIA LANȚULUI ȘI ROȚII DE LANȚ	80	35
6.1.1	Geometria eclisei lanțului dințat.....	80	35
6.1.2	Geometria dintelui roții de lanț.....	81	36
6.2	FORȚE ÎN TRANSMISIILE PRIN LANȚ DINȚAT	87	38
6.2.1	Efectele unghiului de profil	87	38
6.2.2	Efectele numărului de dinți.....	93	40
6.2.3	Efectele forței centrifuge	96	41
6.2.4	Influența forței de frecare	97	42
6.3	MODELUL FRECĂRII.....	101	45
6.3.1	Frecarea pe roata de lanț.....	103	46
6.3.2	Frecarea pe eclisa dințată.....	110	48
7.	CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI VALORIFICAREA	116	50
	REZULTATELOR		
7.1	CONCLUZII FINALE	116	50
7.2	CONTRIBUTII ORIGINALE.....	119	53
7.3	VALORIFICAREA REZULTATELOR.....	121	55
7.4	DIRECȚII DE CERCETARE	122	56
	BIBLIOGRAFIE (selecție)	123	57
	REZUMAT	131	60
	CURRICULUM VITAE.....	132	61

Table of content

	Pg. thesis	Pg. abstract
INTRODUCTION.....	7	6
1. CURRENT STATE OF RESEARCH OVER FRICTION IN CHAIN TRANSMISSION	9	8
1.1 GENERAL CONSIDERATIONS.....	9	8
1.2 CHAIN TRANSMISSIONS	9	8
1.2.1 Silent chain transmissions	11	9
1.2.2 Forces in chain transmissions	13	10
1.3 CURRENT STATE OF MODELING AND TESTING CHAIN TRANSMISSIONS.....	15	10
1.4 FRICTION – LUBRICATION STATE IN CHAIN TRANSMISSIONS.....	25	11
1.5 CONCLUSIONS - CRITICAL ANALYSIS AND THESIS OBJECTIVES	27	12
2. EXPERIMENTAL MEASUREMENTS ON STANDARD TRANSMISSION $i=1$	29	13
2.1 FRICTION LOSSES IN SILENT CHAIN TRANSMISSIONS	29	13
2.1.1 Silent chains LD6 and LD8	29	13
2.1.2 Test rig for friction in chain transmissions.....	30	13
2.1.3 Base of friction torque determinations $i=1$	31	14
2.2 RESULTS OF THE EXPERIMENTAL MEASUREMENTS.....	33	15
2.2.1 Friction torque in bearings.....	33	15
2.2.2 Friction torque in silent chains $i=1$	35	16
2.3 THEORETICAL MODEL OF FRICTION – COMPARISON OF RESULTS.....	41	19
2.3.1 Horovitz model.....	41	19
2.3.2 Friction torque resulted from Horovitz model.....	43	20
3. EVALUATION OF THE FUNCTIONAL SITUATION $i=2$ BASED ON TESTS ON THE STANDARD TRANSMISSION - (BENCHMARKING)	51	23
3.1 BASIS OF EXPERIMENTAL FRICTION DETERMINATION IN SILENT CHAINS WITH $i=2$	51	23
3.2 THEORETICAL MODEL OF FRICTION IN SILENT CHAINS WITH TRANSMISSION RATIO OF 1. BENCHMARKING	52	24
3.3 EXPERIMENTAL VALIDATION OF THE BENCHMARKING MODEL	54	25
4. LUBRICATION CONDITIONS IN THE ARTICULATIONS OF THE SILENT CHAIN	58	27
5. EFFECTS OF CENTRIFUGAL FORCES IN SILENT CHAIN TRANSMISSIONS	66	30
5.1 THEORETICAL MODEL	66	30

5.2	EXPERIMENTAL RESULTS –STIFFNESS OF THE COMPONENTS.....	71	32
5.3	EXPERIMENTAL RESULTS –CENTRIFUGAL FORCE	73	33
6.	THEORETICAL FRICTION MODEL IN SILENT CHAIN TRANSMISSIONS	80	35
6.1	GEOMETRY OF THE CHAIN AND THE SPROCKET	80	35
6.1.1	Geometry of the toothed plate of the silent chain	80	35
6.1.2	Geometry of the sprocket teeth	81	36
6.2	FORCED IN SILENT CHAIN TRANSMISSIONS	87	38
6.2.1	Effects of the profile angle	87	38
6.2.2	Effects of the number of teeth	93	40
6.2.3	Effects of the centrifugal force.....	96	41
6.2.4	Influence of the friction force	97	42
6.3	FRICTION MODEL.....	101	45
6.3.1	Friction on the sprocket.....	103	46
6.3.2	Friction on the toothed plate.....	110	48
7.	FINAL CONCLUSIONS, ORIGINAL CONTRIBUTIONS AND VALORIFICATION OF RESULTS	116	50
7.1	FINAL CONCLUSIONS.....	116	50
7.2	ORIGINAL CONTRIBUTIONS.....	119	53
7.3	VALORIFICATION OF RESULTS.....	121	55
7.4	RESEARCH DIRECTIONS	122	56
	BIBLIOGRAFY (selection)	123	57
	ABSTRACT	131	60
	CURRICULUM VITAE.....	132	61

INTRODUCERE

Lucrarea de față se ocupă de îmbunătățirea modelului teoretic pentru evaluarea cât mai corectă a frecărilor din transmisiile prin lanț dințat, regăsite în ansamblul motoarelor cu ardere internă, pe baza unor evaluări experimentale.

Lucrarea este structurată pe 7 capitole:

În capitolul 1, STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR ASUPRA FRECĂRIILOR DIN TRANSMISIILE PRIN LANȚ, sunt descrise cercetări actuale legate de transmisii prin lanț. Acest capitol contribuie la formularea obiectivelor tezei prin culegerea datelor actuale asupra modelelor de frecare existente, parametrilor necesari evaluării frecărilor din aceste sisteme, împreună cu identificarea condițiilor de frecare.

În capitolul 2, DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PE TRANSMISIA ETALON $i=1$, este descris standul de încercări experimentale și sunt prezentate evaluările experimentale ale pierderilor prin frecare a două dimensiuni de lanțuri dințate, cu evidențierea influențelor unor parametri funcționali și compararea acestor rezultate cu modele teoretice actuale pentru evaluarea acestor pierderi.

În capitolul 3, EVALUAREA SITUAȚIEI FUNCȚIONALE $i=2$ PE BAZA TESTELOR PE TRANSMISIA ETALON - (BENCHMARKING), sunt prezentate evaluările experimentale ale pierderilor prin frecare dintr-o transmisie cu raport de transmitere $i=2$, urmată de compararea acestor rezultate cu cele rezultate din modelul teoretic dezvoltat pe baza situației cu raport de transmitere $i=1$.

În capitolul 4, CONDIȚII DE UNGERE ÎN ARTICULAȚIILE LANȚULUI DINȚAT, este prezentată aplicarea modelului teoretic al lui Ocvirk pentru lagăre scurte, pe articulațiile lanțului dințat. Scopul este de a evalua teoretic condițiilor de ungere ce apar în articulațiile transmisiilor prin lanț dințat.

Capitolul 5, intitulat EFECTELE FORȚEI CENTRIFUGE ÎN TRANSMISII PRIN LANȚ DINȚAT studiază efectele componentei forței centrifuge asupra funcționării lanțurilor dințate și asupra elementelor standului de încercări experimentale. Rezultă un model teoretic validat prin determinări experimentale.

În capitolul 6, MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII DIN TRANSMISIA PRIN LANȚ DINȚAT, s-a realizat o modelare matematică a pierderilor prin frecare din lanțurile dințate, cu luarea în considerare atât a parametrilor geometrici și funcționali, distribuția sarcinilor pe zale, cât și a abaterilor geometrice, uzura elementelor și deformațiile elastice a acestora.

În capitolul 7, CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI VALORIFICAREA REZULTATELOR, sunt prezentate recomandări, concluziile finale, contribuțiile originale și valorificarea rezultatelor cercetării, precum și perspective viitoare de cercetare.

Rezultatele experimentale referitoare la momentele de frecare sunt prezentate în format procentual, fiecare diagramă realizată are o valoare de referință (valoarea cea mai redusă a

momentului de frecare din datele considerate), faţă de care au fost exprimate celelalte valori. Acest fapt a fost impus de condiţiile de confidenţialitate ale contractului cu grupul Schaeffler "Chain Drive System Dynamic Tribology II", în cadrul căruia s-au desfăşurat o parte din cercetările din cadrul acestei teze de doctorat.

Teza de doctorat a fost realizată sub conducerea ştiinţifică a domnului prof. univ. dr. ing. Radu Velicu, căruia îi sunt profund recunoscător. Doresc să îi mulţumesc pentru ajutorul şi îndrumarea ştiinţifică competentă şi de înalt nivel şi pentru sprijinul permanent de care am beneficiat pe toată durata elaborării şi finalizării acestei lucrări.

Realizarea şi dezvoltarea tezei a fost posibilă datorită proiectului de cercetare " Chain Drive System Dynamic TribologyII, Schaeffler Group SRL" ("Tribologie Dinamică în Transmisiile prin Lanţ") finanţat de grupul Schaeffler, reprezentat de prof. Christoph Brands şi dr. Frank Schlerege, căroră le mulţumesc pentru ajutorul acordat pe parcursul elaborării tezei.

Exprim sincere mulţumiri şi echipei de cercetare a Universităţii Transilvania din Braşov, din proiectul mai sus menţionat şi anume: conf. dr. ing. Mihai-Tiberiu Lateş (organe de maşini, element finit, tribologie), şef. lucr. dr. ing. Cornel – Cătălin Gavrilă (modelare virtuală, organe de maşini, proiectare), conf. dr. ing. Radu Săulescu (calcul computerizat), dr. ing. Silviu Popa (testări experimentale, organe de maşini, proiectare).

Mulţumesc conducerii Institutului de cercetare-dezvoltare al Universităţii Transilvania pentru punerea la dispoziţie a infrastructurii necesare cercetării.

Mulţumiri familiei, pentru sprijin, înţelegere şi răbdare pe toată perioada elaborării tezei.

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ASUPRA FRECĂRILOR DIN TRANSMISIILE PRIN LANȚ

1.1 CONSIDERAȚII GENERALE

Transmisiile prin lanț sunt folosite ca elemente care transmit mișcare și putere de la arborele cotit la diferite elemente ale sistemului de distribuție, de alimentare și la alte elemente auxiliare ale motoarelor

Analiza stadiului actual al cercetărilor în domeniul transmisiilor prin lanțuri dințate permite culegerea datelor și a parametrilor necesari pentru a identifica ariile specifice unde condițiile de frecare, uzare pot fi îmbunătățite.

1.2 TRANSMISII PRIN LANȚ

Transmisiile prin lanț aparțin categoriei de transmisii mecanice indirecte, care au ca rol transmiterea mișcării și a momentului de torsiune. Se compun din două sau mai multe roți de lanț, poziționate pe arbori separați paraleli. În general, una dintre roțile de lanț este roată motoare iar celelalte sunt roți conduse [Bel06, Bin56, Fri95, Chi76, Gaf02, Jul04, Rol08]. Ansamblul unei transmisii prin lanț de pe un motor cu ardere internă este prezentat în fig. 1.1, acesta are în componență următoarele elemente: roți de lanț, lanț, sisteme de întindere a lanțului, sisteme de ungere.

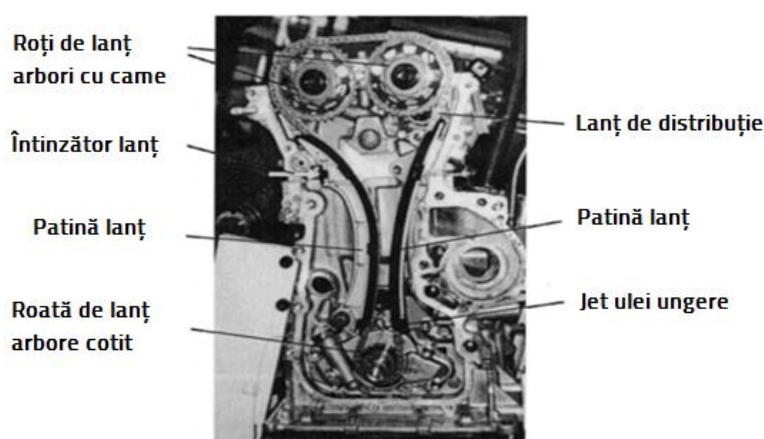


Figura 1.1 Transmisia prin lanț a unui motor cu ardere internă [Hya01].

Lanțul este compus din zale articulate între ele prin intermediul unor bolțuri, care asigură o flexibilitate necesară acestora astfel încât înfășurarea lanțului pe roțile de lanț să fie posibilă. Transmisiile prin lanț sunt utilizate când se impun distanțe medii sau mari între centrele axelor,

când legătura mecanică nu se poate realiza prin angrenaje şi nu se permit alunecări (ca în cazul curelelor late sau trapezoidale). Transmisiiile prin lanţ sunt foarte cunoscute, utilizate atât în construcţia autovehiculelor, cât şi în cazul utilajelor agricole şi utilaje industriale [Rui12, Vla09].

1.2.1 Transmisii prin lanţ dinţat

Pentru reducerea sarcinilor dinamice în concordanţă cu reducerea uzurii a articulaţiilor luând în considerare şi o creştere a duratei de viaţa a transmisiei prin lanţ, se recomandă executarea acestora cu pas cât mai mic posibil [Chi76, Gaf02, Han75, Man70].

Lanţuri cu eclise dinţate, fig. 1.2, sunt formate din eclise care au forma unor dinţi.

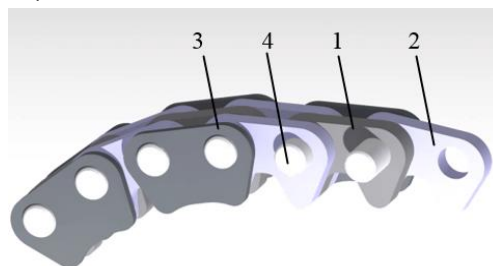


Figura 1.2 Lanţ dinţat cu articulaţii simple [Jur17].

Lanţurile dinţate de obicei sunt folosite pentru aplicaţii cu viteze de lucru mari $v \leq 30$ m/s [Jul04, Rol08], una dintre cele mai cunoscute aplicaţii fiind antrenarea arborelui cu came la un sistem de distribuţie al unui motor cu ardere internă. Din punct de vedere al construcţiei, lanţurile dinţate sunt relativ simple, fiind compuse doar din eclise şi bolţuri (vezi fig. 1.2): eclise interioare 1, care sunt montate liber pe bolţ şi eclise de mijloc 2, care împreună cu eclisele exterioare 3 sunt montate pe bolţul 4 prin presare.

Contactul între roata de lanţ şi lanţul cu eclise dinţate se realizează prin intermediul ecliselor interioare şi ecliselor de mijloc; eclisele exterioare sunt folosite pentru ghidarea lanţului pe roata de lanţ.

Lanţurile dinţate nu sunt standardizate. Există diferite forme ale ecliselor dinţate şi dimensiuni pentru eclisele dinţate, [Jul04, Res78, Rol08]. Contactul între roata dinţată şi lanţul cu eclise dinţate apare între feţele frontale ale dinţilor ecliselor (de regulă plane) şi flancurile corespunzătoare ale dinţilor roţilor de lanţ.

Acest principiu asigură o dinamică favorabilă comparativ cu cazul lanţurilor cu elemente cilindrice de contact. Datorită acestui avantaj, lanţurile cu eclise dinţate se mai numesc şi lanţuri silenţioase [Chi76, Hor71, Man70, Res78, Rol08].

1.2.2 Forţe în transmisii prin lanţ

Componenta forţei centrifuge F_c^* [Hor71] apare în ramurile transmisiei pentru a echilibra forţa centrifugă F_c , care acţionează asupra zalelor pe parcursul acestora. Pentru a determina valoarea forţei F_c^* , masa m a zalei se presupune concentrată în axa articulaţiei.

Din condiţia de echilibru a zalei sub acţiunea forţei centrifuge pe roţile de lanţ rezultă (fig. 1.6):

$$F_c^* = \frac{q}{l} v^2, \quad (1.5)$$

unde: $\frac{q}{l}$ reprezintă masa pe metru liniar de lanţ.

Forţa F_c^* soliciată suplimentar lanţul la întindere cu aceeaşi mărime în ambele ramuri ale transmisiei, fiind proporţională cu pătratul vitezei lanţului [Hor71]. În cazul calculării presiunii dezvoltate în articulaţiile lanţului, p_c^* , datorată componentei F_c^* , se constată că pentru valori ale vitezei lanţului de $v \leq 8$ m/s, presiunea din articulaţii prezintă valori mici, ($p_c^* < 1$ MPa). Acestea sunt valori care pot fi neglijate în calcule practice. F_c^* se ia în considerare, de obicei, numai pentru valori ale vitezei lanţului $v \geq 8..10$ m/s [Hor71].

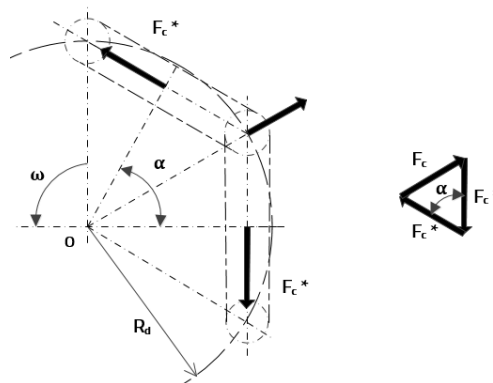


Figura 1.6 Forţa centrifugă, [Hor71].

Forţa F_c^* s-a determinat pentru momentul în care zalele trec pe roţile de lanţ. Forţa centrifugă acţionează asupra zalei şi când acesta parcurge ramurile unor transmisii, cu raze de curbura şi centre de rotaţie diferite, viteza lanţului fiind aceeaşi.

1.3 STADIUL ACTUAL AL MODELĂRII ŞI TESTĂRII TRANSMISIILOR PRIN LANŢ

În acest capitol vor fi enumerate o serie de studii legate de modelarea frecării din transmisii de distribuţie prin lanţ, proceduri de testare a acestor teorii, cât şi proceduri de testări experimentale prezente a frecărilor din transmisii prin lanţ.

1.4 REGIMUL DE FRECARÉ - UNGERE ÎN TRANSMISII PRIN LANȚ

Pentru a evalua regimul de frecare în cazul unei cuple de frecare, Stribeck a prezentat evoluția coeficientului de frecare din cuplele de frecare în funcție de viteza relativă, presiunea medie de contact și vâscozitatea lubrifiantului, cunoscută în literatura de specialitate sub denumirea de curba Stribeck. În urma generalizării procesului de frecare în condiții de lubrifiere, Stribeck a ajuns la concluzia că, rezultatele sunt valabile pentru orice tip de suprafață, fig. 1.17, unde μ este coeficientul de frecare [-], η este vâscozitatea absolută a lubrifiantului [Pa·s], U este viteza relativă [m/s] și P este presiunea medie [N/m^2] [Coz04].

După analiza curbei Stribeck se diferențiază mai multe zone [Coz04]:

1. Zona cu regim de frecare uscată
2. Zona cu regim de frecare limită sau mixtă
3. Zona cu regim de frecare cu instabilitate.
4. Zona cu regim de frecare hidrodinamică.

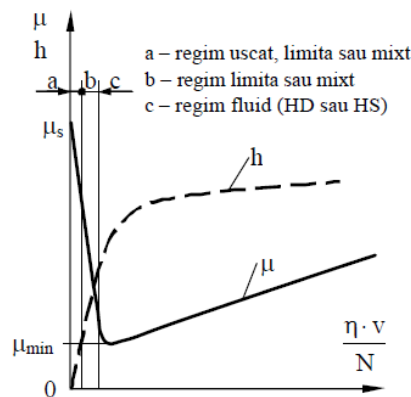


Figura 1.17 Curba Stribeck [www02].

Crearea unei presiuni în stratul de lubrifiant se realizează de obicei prin trei efecte:

1. ungere hidrodinamică – deplasând unul dintre elementele din cuplă de material fluidul are tendința de a intra între cele două despărțind suprafețele
2. ungere elastohidrodinamică – în acest caz elementele din cupla de material nu mai sunt considerate nedeformabile. Este cazul contactelor pe suprafețe foarte mici, astfel solicitările în aceste contacte sunt foarte importante presiunile de contact în aceste zone ajungând la ordinul de 10^9 Pa,
3. ungere hidrostatică – lubrifiantul este introdus din exterior la o presiune care să asigure menținerea filmului de lubrifiant continuu între suprafețele adiacente

Conform analizei teoretice pentru determinarea parametrilor contactelor dintre bolț și bocșă, la o transmisie cu lanț cu bucle s-a demonstrat teoretic că este aproape imposibil de obținut condiții de ungere hidrodinamică. Rezultatele arată că, în general, condițiile corespund ungerii limită sau mixtă, dar aceasta trebuie dovedit și pe bază de analize experimentale [Vel16].

1.5 CONCLUZII -ANALIZA CRITICĂ ŞI OBIECTIVELE TEZEI

În urma consultării lucrărilor ştiinţifice privind lanţurile de distribuţie a motoarelor cu combustie internă se pot observa eforturile depuse de diferiţi cercetători şi de diferite grupuri de cercetători, pentru a reduce frecările şi prin urmare a pierderilor din aceste tipuri de transmisii prin lanţ.

- Se poate observa că lanţurile dinţate sunt puţin tratate în literatura de specialitate, pentru că ele nu sunt standardizate, forma ecliselor dinţate poate suferi modificări, pentru optimizarea contactului acestora cu roţile de lanţ.
- Pierderile prin frecare necesită o evaluare prin determinări experimentale, considerând influenţa parametrilor funcţionali şi geometrici a lanţului şi a roţii de lanţ, asupra frecărilor.
- O transmisie cu lanţuri dinţate nu ar trebui să aibă frecare între flancurile dintelui roţii şi dinţii ecliselor, conform teoriei dinţii ecliselor ar trebui să cadă în golurile dinţilor roţilor de lanţ.
- Pentru evaluarea teoretică a frecărilor din transmisii prin lanţ este nevoie de dezvoltarea a unor modele mai complexe, unde sunt considerate nu numai frecările din articulaţia lanţului ci şi frecările dintre roata de lanţ şi eclisa dinţată a lanţului.
- Pentru a putea justifica aceste ipoteze teoretice şi pentru a dezvolta teoria este nevoie de analiză experimentală.

Obiectivul principal al tezei de doctorat este îmbunătăţirea modelului teoretic pentru evaluarea frecărilor din transmisiile cu lanţ dinţat, pe baza unor evaluări experimentale.

Pentru realizarea obiectivului principal al tezei, vor fi tratate următoarele obiective operaţionale:

01. Evaluarea experimentală a pierderilor prin frecare pentru două dimensiuni de lanţuri dinţate, pe transmisia etalon cu raport de transmitere de $i=1$ cu evidenţierea influenţelor unor parametri funcţionali (viteza, tensionarea iniţială, calitatea uleiului); formularea de concluzii privitoare la deosebirile dintre rezultatele experimentale şi modelele teoretice actuale, formularea de direcţii de optimizare a modelului teoretic actual;
02. Dezvoltarea unui model teoretic care să evalueze frecările în situaţia funcţională $i=2$, aşa cum este cazul transmisiei prin lanţ pentru sistemul de distribuţie de la motoarele cu ardere internă, pe baza rezultatelor experimentale de pe transmisia etalon ($i=1$) – benchmarking; cu validare experimentală;
03. Evaluarea teoretică a condiţiilor de ungere din articulaţia lanţului dinţat;
04. Studiul experimental şi teoretic al influenţei forţei centrifuge asupra funcţionării transmisiilor cu lanţ dinţat;
05. Modelarea matematică a pierderilor prin frecare din lanţurile dinţate, cu luare în considerare, a parametrilor geometrici şi funcţionali, inclusiv abateri geometrice, uzuri şi deformaţii elastice.

2. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PE TRANSMISIA ETALON

$$I = 1$$

2.1 PIERDERILE PRIN FRECARÉ DIN TRANSMISII PRIN LANŢ DINŢAT

Lanţurile dinţate ale căror măsurători experimentale sunt prezentate în acest capitol, sunt utilizate în motoare cu ardere internă. Momentele de frecare măsurate indică pierderile prin frecare în aceste lanţuri dar pot formula o idee şi despre uzura şi durabilitatea acestor transmisii [Sta01]. În cazul lanţurilor dinţate, uzura articulaţiilor este principala cauză a creşterii pasului lanţului care poate duce la jocuri între elementele componente în afara toleranţelor şi la funcţionare defectuoasă, sau chiar distrugerea motoarelor în care aceste sunt utilizate.

În prima etapă a acestui capitol vor fi prezentate lanţurile care vor fi testate, pe urmă vor fi descrişi paşii necesari determinărilor experimentale pentru a obţine valorile momentelor rezistente de frecare datorate doar frecării din lanţ şi nu din lagăre.

2.1.1 Lanţuri dinţate LD6 şi LD8

Lanţurile dinţate testate sunt lanţurile dinţate LD6 (pas de 6.35 mm) şi LD8 (pas de 8 mm). Figura 2.1 prezintă lanţul care este înfăşurat pe o roată dinţată de $z=23$ de dinţi şi eclisa dinţată cu pasul de 8 mm. Lanţurile testate au 64 de zale.



Figura 2.1 Lanţ dinţat LD8.

2.1.2 Stand de măsurători experimentale pentru frecarea din transmisii prin lanţ

Măsurătorile experimentale au fost efectuate pe standul de încercări prezentat în fig. 2.3, unde este reprezentată şi schema cinematică a standului. Momentul de torsiune este transmis de la motorul asincron la roata dinţată conducătoare cu ajutorul unui cuplaj flexibil, care este montat între arborele de intrare şi sistemul de măsurare a torsiunii (torsionmetru), care la rândul lui este conectat la motor cu ajutorul unei flanşe rigide. Arborele de intrare are o poziţie fixă, cât timp arborele de ieşire, prin intermediul lagărului superior de rulmenţi este montat pe un sistem de translaţie. Acest sistem de translaţie este fixat de şurubul unui mecanism şurub-piuliţă, utilizat

pentru întindere. Sistemul de întindere este prevăzut cu un senzor de forţă axială, care permite măsurarea forţei de tensionare a lanţului, dar totodată face parte dintr-un sistem de control al tensionării.

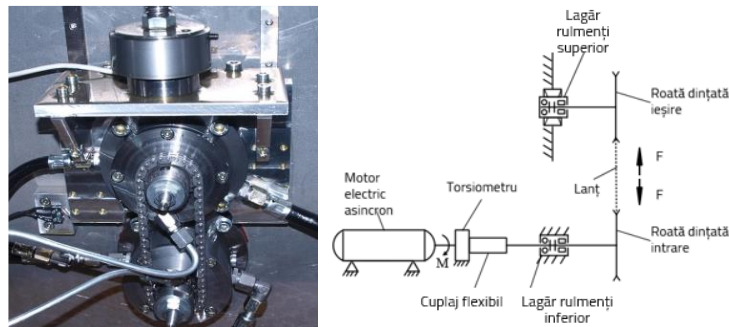


Figura 2.3 Vederea din faţă şi schema cinematică a standului de încercări $i=1$.

Forţa de pretensionare se poate regla atât în regim automat, cât şi în regim manual, în domeniul de forţe 0.5...3kN. Momentul de frecare, datorită frecărilor din sistem se măsoară cu ajutorul torsiometrului. Există posibilitatea de a varia temperatura uleiului care este destinat ungerii rulmenţilor în domeniul de interes de 35...60°C, pe când uleiul cu care va fi uns lanţul se poate încălzi în domeniul de interes de temperatură, 40...115°C. Gama de turaţii la care transmisia prin lanţ se poate testa este cuprinsă între 100...5000 rot/min. Pentru rezultate cât mai concludente, rezultatele măsurătorilor frecărilor din transmisii prin lanţ sunt obţinute prin testarea a patru lanţuri dinţate aparent identice, fiecare dintre acestea sunt rodade separat cu ulei 5W30, 50 ore de funcţionare la turaţie de 1800 rot/min, cu forţe de întindere mici-medii 1kN şi temperatura uleiului de ungere de 90 °C. Pentru fiecare dintre cele 4 lanţuri, măsurătorile sunt repetate de 3 ori. Rezultatele prezentate sunt medii ale măsurătorilor. Anterior rodajului lanţurilor, lagărele standului de testare de la arborele de intrare şi de ieşire au fost rodade cu acelaşi ulei 5W30 pe o perioadă de 50 ore la o turaţie de 1800 rot/min, cu forţa de tensionare de 1 kN şi temperatura uleiului de ungere a lagărelor cu rulmenţi la 50 °C.

2.1.3 Baza determinării momentelor de frecare $i=1$

În stadiul în care a fost prezentat standul de încercări experimentale permite măsurarea momentului de frecare total al întregului sistem pentru raport de transmitere $i=1$. Pentru a determina momentul de frecare doar din lanţ, fără momentele de frecare care apar în timpul funcţionării în rulmenţi, din valoarea totală, măsurată în prima fază, a momentului de frecare se scade valoare însumată a momentelor de frecare din rulmenţii arborelui de intrare, respectiv de ieşire, măsurată în a doua fază. Pentru acesta, momentul total de frecare din rulmenţi, notat cu $T_{f\text{rulm}}$, se referă la momentele de frecare a rulmenţilor din lagărul superior şi inferior a standului de încercări experimentale; momentul de frecare totală a transmisiei prin lanţ se notează cu T şi momentul frecare din lanţ cu $T_{f\text{lanţ}}$.

$$T_{\text{rulm}} = (T_{f\text{rulm1}} + T_{f\text{rulm2}}) \quad (2.1)$$

$$T = T_{\text{rulm}} + T_{\text{flant}} \quad (2.2)$$

$$T_{\text{flant}} = T - T_{\text{rulm}} \quad (2.3)$$

Procesul de determinare a frecărilor din rulmenţi, este descris în [Tod13]. Standul de încercări experimentale a fost adaptat, prin montarea coaxială a celor două subansamble cu rulmenţi a arborilor. Înainte de efectuarea testelor experimentale rulmenţii au trecut printr-un proces de rodaj pe o durată de 50 ore la turaţia arborelui de intrare de 1800 rot/min, cât timp forţa de tensionare a fost menţinută prin sistemul de întindere în regim automat la 1kN, cu o temperatură a uleiului de 40...45 °C [Tod13]. Măsurătorile frecărilor din lagăre sunt repetate de 3 ori şi sunt luate în considerare mediile celor 3 măsurători pentru fiecare situaţie de testare la turaţie, forţă de tensionare şi temperatură de ulei constante.

2.2 REZULTATELE MĂSURĂTORILOR EXPERIMENTALE

2.2.1 Momentul de frecare în rulmenţi

Variaţia momentului de frecare în rulmenţi în funcţie de variaţia turaţiei pentru trei valori ale forţei de tensionare şi două valori ale temperaturii uleiului este prezentată în fig. 2.5. Se poate observa creşterea momentului de frecare din rulmenţi în măsură ce turaţia transmisiei prin lanţ dinţat creşte. Valorile sunt prezentate procentual, pentru o valoare de referinţă a momentului de frecare minimă măsurată la turaţia minimă de 500 rot/min, la temperatura de 60 °C şi forţă de tensionare de 0,5 kN. Curbele trasate reprezintă aproximări polinomiale ale tendinţelor. Pentru o turaţie constantă, de 500 rot/min şi temperatură în creştere a uleiului lubrifianţ, momentul de frecare are o tendinţă de scădere, datorită viscozităţii scăzute a uleiului la temperaturi mai mari. La temperaturi mai ridicate tensiunile de forfecare din stratul de lubrifianţ scad, prin urmare acesta opune o rezistenţă mai mică mişcării. Rezultatele prezentate în fig. 2.7, arată cât de importantă este temperatura uleiului în reducerea pierderilor prin frecare din rulmenţi şi lagărele de alunecare a unui motor cu ardere internă.

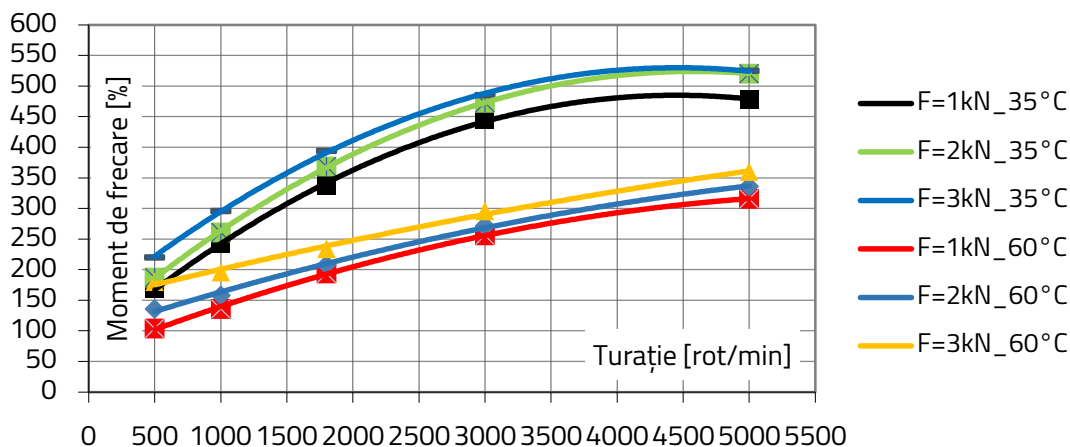


Figura 2.5 Momentul de frecare din rulmenţi în funcţie de forţa de tensionare.

În figura 2.7, valorile sunt prezentate procentual, pentru care valoare de referință a fost aleasă la temperatura de 60 °C, turația de 500 rot/min și forță de tensionare de 0.5 kN.

Momentul de frecare din rulmenți la forțe de întindere de 0.5 și 1 kN prezintă o scădere de aproximativ 60% la temperatura de 60 °C față de valoarea momentului de frecare la temperatura de 35°C. La forțe de întindere mai mari, de 2kN, scăderea este de aproximativ 50% și la 3kN această scădere se limitează la aproximativ 40%.

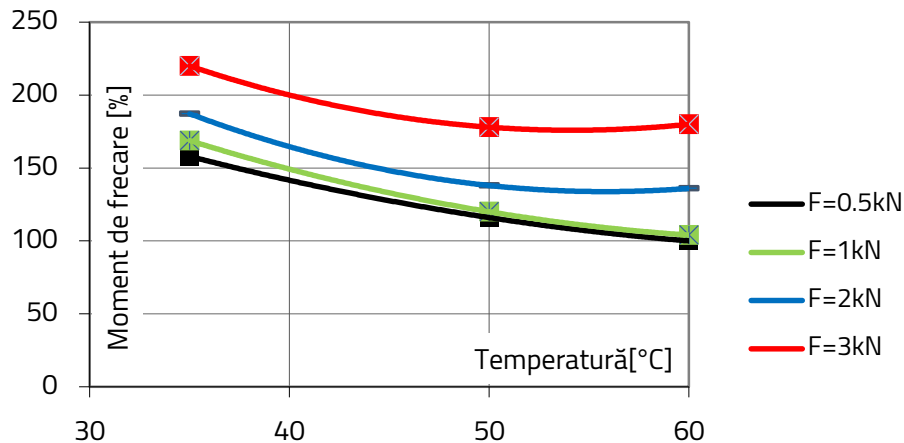


Figura 2.7 Variația momentului de frecare din rulmenți pentru diferite forțe de tensionare și turație constantă de 500 rot/min.

2.2.2 Momentul de frecare din lanțurile dințate $i=1$

În această parte a lucrării sunt prezentate și discutate momentele de frecare determinate pentru lanțurile dințate LD6 și LD8, folosind standul de încercări prezentat fig. 2.2. Pentru a determina momentul de frecare din lanț, s-a folosit ecuația 2.3, scăzând din valoarea totală măsurată a momentului de frecare a întregului sistem, momentul de frecare din rulmenți. În determinările experimentale au fost evaluate variația momentului de frecare pentru diferite condiții de funcționare, prezentate în etapele măsurătorilor. Pentru fiecare lanț, în fiecare situație de turație, forță de tensionare și temperatură constantă a uleiului, măsurătorile au fost repetate de câte trei ori, în calcul luându-se media celor trei repetări.

Testările experimentale au fost realizate pentru patru lanțuri LD6, și LD8. Media acestor momente de frecare în diferite condiții vor fi luate în considerare pentru studiere. Media valorilor momentelor de frecare pentru patru lanțuri LD6 la temperaturile uleiului lubrifianț de 40-90-115°C sunt prezentate în fig. 2.9. Valorile sunt prezentate procentual, relativ la valoarea de referință de la lanțul LD8 la temperatura de 40°C, 0.5 kN forță de tensionare și turație de 1800 rot/min (fiind cea mai redusă) pentru o mai bună înțelegere a rezultatelor experimentale per ansamblu. Similar lanțurilor LD6, au fost măsurate patru lanțuri LD8, a căror medii sunt prezentate mai jos, în fig. 2.10, pentru trei temperaturi considerate de 40, 90 și 115°C. Valorile

sunt prezentate procentual, s-a folosit valoarea de referință de la lanțul LD8 la temperatura de 40°C, 0.5 kN forță de tensionare și turație de 1800 rot/min.

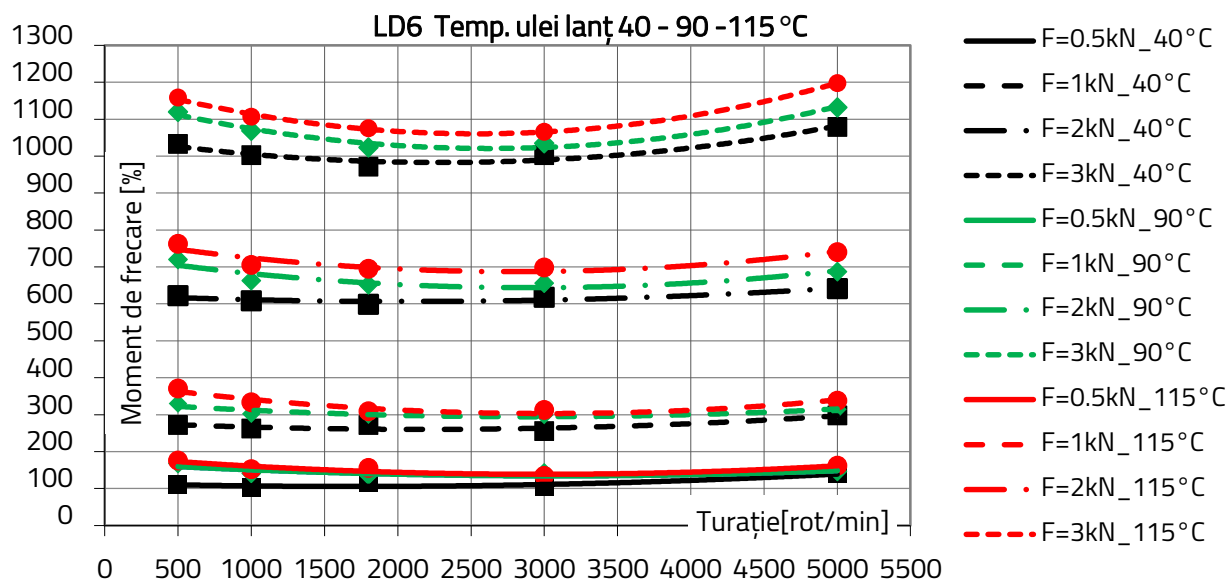


Figura 2.9 Variația momentelor de frecare a lanțului LD6 la diferite temperaturi și forțe de tensionare.

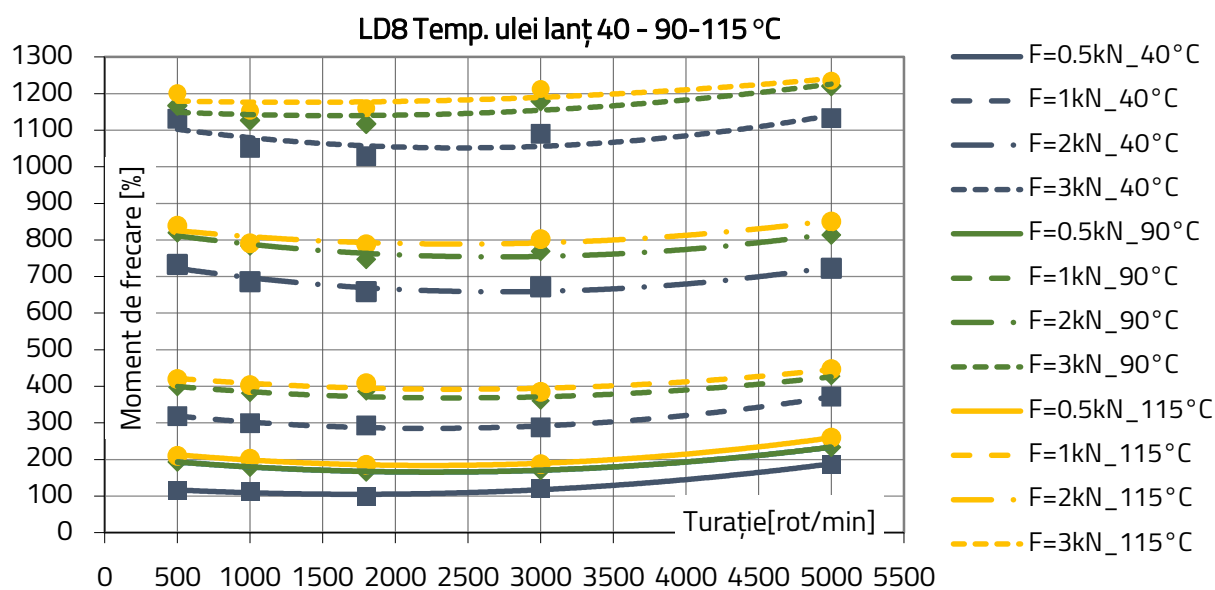


Figura 2.10 Evoluția momentului de frecare a lanțului LD8 la trei temperaturi a uleiului lubrifiant.

Pentru ambele tipuri de lanț dințate, momentele de frecare nu se modifică semnificativ cu turația. În general, la turații mici are loc o reducere a frecării cu creșterea turației, în timp ce la turații mari are loc o creștere a frecării cu turația. Nu se observă o influență deosebită a temperaturii uleiului sau a forței de tensionare asupra acestei tendințe. Figura 2.13 prezintă variația momentului de frecare pentru lanțurile LD6 și LD8 pentru forțe de tensionare care variază între 0.5kN și 3kN, turația între 500 rot/min și 5000 rot/min și temperatura uleiului de ungere a lanțului de 115°C.

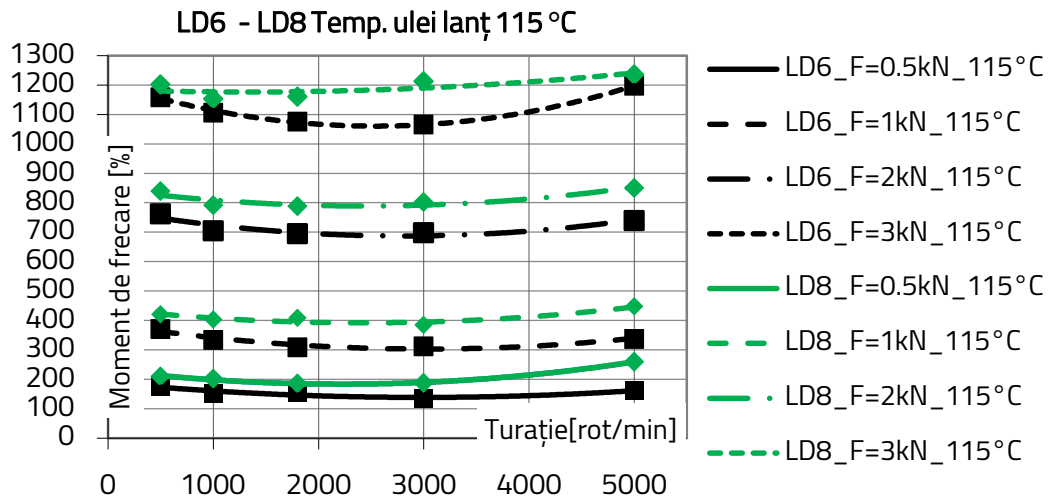


Figura 2.13 Comparația momentelor de frecare la forțe de tensionare și turații diferite a transmisiei prin lanț: lanțurile LD6 și LD8 la temperatura uleiului de 115 °C.

Se poate observa că momentele de frecare măsurate sunt ușor mai mari pentru lanțul cu pas mai mare LD8 față de lanțul cu pas mai mic LD6; aceste diferențe apar atât la forțe de tensionare mici cât și la forțe mai mari și la toată gama de temperaturi. În figura 2.13 rezultatele sunt prezentate procentual, valoarea de referință este de la lanțul LD8 la temperatura de 40 °C, 0.5 kN forță de tensionare și turație de 1800 rot/min.

Efectele creșterii temperaturii uleiului de lubrifiere pentru cele două lanțuri dințate LD6, LD8, asupra momentului de frecare sunt prezentate în fig. 2.16. Valorile momentului de frecare sunt prezentate procentual, pentru care valoarea de referință este considerată valoarea momentului de la LD6, la temperatura uleiului de 40 °C, forța de întindere 3kN și turația de 1000 rot/min.

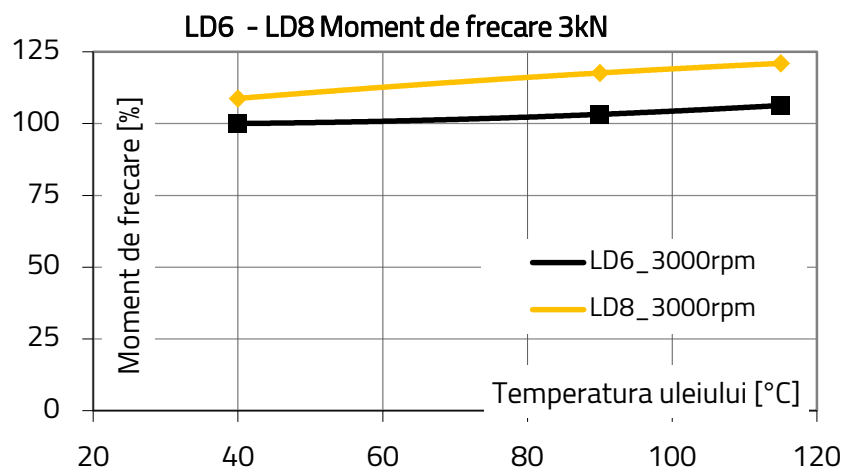


Figura 2.16 Variația momentelor de frecare în funcție de temperatură la turația de 3000 rot/min.

Momentele de frecare la lanțul LD6 prezintă o creștere de cu 6,6%, în condiții în care temperatura uleiului de lubrifiere crește de la 40 °C la 115 °C, la turația de 1000 rot/min și 3 kN forța de pretensionare, pe când la lanțul LD8 la aceeași condiții această creștere are o valoare de 10,9%.

2.3 MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII –COMPARAȚIA REZULTATELOR

2.3.1 Modelul Horovitz

Conform [Hor71] cele mai importante sunt considerate pierderile din articulațiile lanțului, în timpul efectuării mișcării relative corespunzătoare pasului unghiular, la intrarea și la ieșirea zalei pe/de pe roata de lanț, fig. 2.19.

Ca rezultat, lucrul mecanic a forțelor de frecare de alunecare este calculat doar pentru articulațiile lanțului L_f rezultând și puterea corespunzătoare P_f .

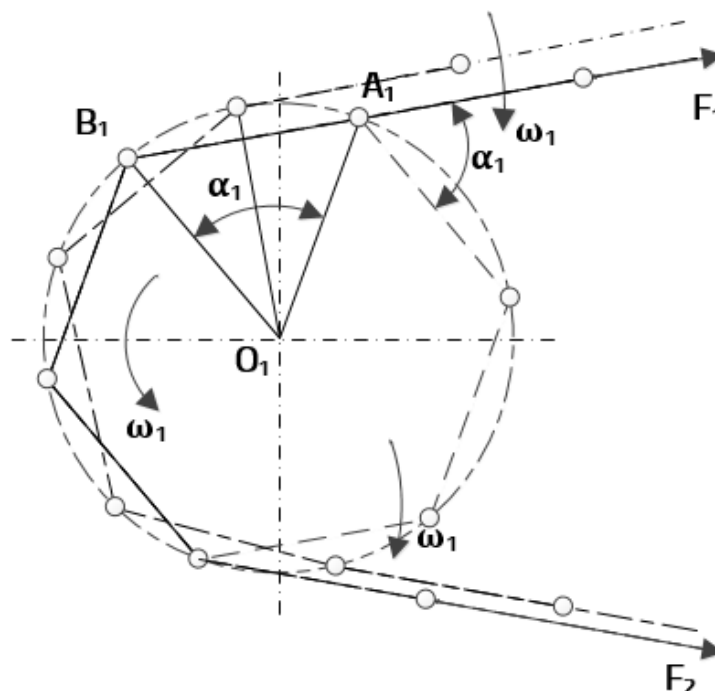


Figura 2.19 Intrarea și ieșirea zalelor pe / de pe roata de lanț [Hor71].

Însumând lucrul mecanic la intrarea în angrenare cu cel de la ieșirea din angrenare rezultă lucrul mecanic total, corespunzător unei roți de lanț:

$$L_{f1} = L_{f1a} + L_{f1d} = \frac{\mu \pi d_3}{z_1} (F_1 + F_2), \quad (2.7)$$

și puterea consumată pentru învingerea lucrului mecanic al forței de frecare se calculează cu:

$$P_{f1} = L_{f1} \frac{v}{p} = \frac{\mu \pi d_3 v}{p z_1} (F_1 + F_2), \quad (2.8)$$

în care $\frac{v}{p}$ exprimă numărul de zale care trec peste roată dințată în unitate de timp.

2.3.2 Momentul de frecare rezultat din modelul lui Horovitz

Pentru a realiza o comparație a momentului de frecare măsurat cu un moment de frecare teoretic, pe baza modelului lui Horovitz, momentului de frecare rezultă prin împărțirea puterii consumate prin pasul unghiular a lanțului considerat.

Pentru trecerea peste o roată de lanț, relația momentului de frecare are următoarea formă:

$$T_{f_roată_lant} = \frac{P_{f1}}{\theta} = \frac{L_{f1} \frac{v}{p}}{\theta} = \frac{\frac{\mu \pi d_3 v}{p z_1} (F_1 + F_2)}{\theta} = \frac{\mu d_3}{2} (F_1 + F_2) = \frac{\mu d_3}{2} F_0. \quad (2.9)$$

În cazul transmisiei etalon cu raport de transmitere de $i=1$ momentul de frecare teoretic total este compus din momentul teoretic calculat la roata conducătoare și la roata condusă, cele două fiind egale:

$$T_{f_i=1} = 2 \cdot T_{f_roată_lant}. \quad (2.10)$$

Conform (2.9) în modelul teoretic intră doar articulația ca loc de pierdere prin frecare din transmisia prin lanț.

Se observă că teoretic, pierderile prin frecare depind doar de forța de tensionare, diametrul bolțului și coeficientul de frecare din articulația cu bolț a zalelor.

De la prima vedere, diametrul ușor mărit al bolțului lanțului LD8 față de lanțul LD6 justifică momentele de frecare mărite măsurate la lanțul LD8 față de lanțul LD6.

Coeficientul de frecare este însă cel de la analiza căruia trebuie formulate concluziile.

A fost stabilită o valoare a coeficientului de frecare, $\mu=0.1$, astfel încât să existe o suprapunere bună între rezultatele experimentale și cele teoretice la forțe mici 0.5 kN și temperatura de 40°C a uleiului.

Comparația între momentul de frecare teoretic calculat cu coeficientului de frecare $\mu=0.1$ și momentul de frecare măsurat pe transmisia etalon este prezentată, atât pentru lanțul LD6, fig. 2.20 respectiv 2.21, cât și pentru lanțul LD8, fig. 2.22 respectiv 2.23, la două temperaturi ale uleiului care unge lanțul, de 40°C și 115°C.

Pe diagrama prezentată în fig. 2.20 valorile sunt prezentate procentual, valoarea de referință este de la lanțul LD8 la temperatura de 40°C, 0.5 kN forță de tensionare și turație de 1800 rot/min.

Pe diagrama prezentată în fig. 2.21 valorile sunt prezentate procentual, valoarea de referință este de la lanțul LD8 la temperatura de 40°C, 0.5 kN forță de tensionare și turație de 1800 rot/min.

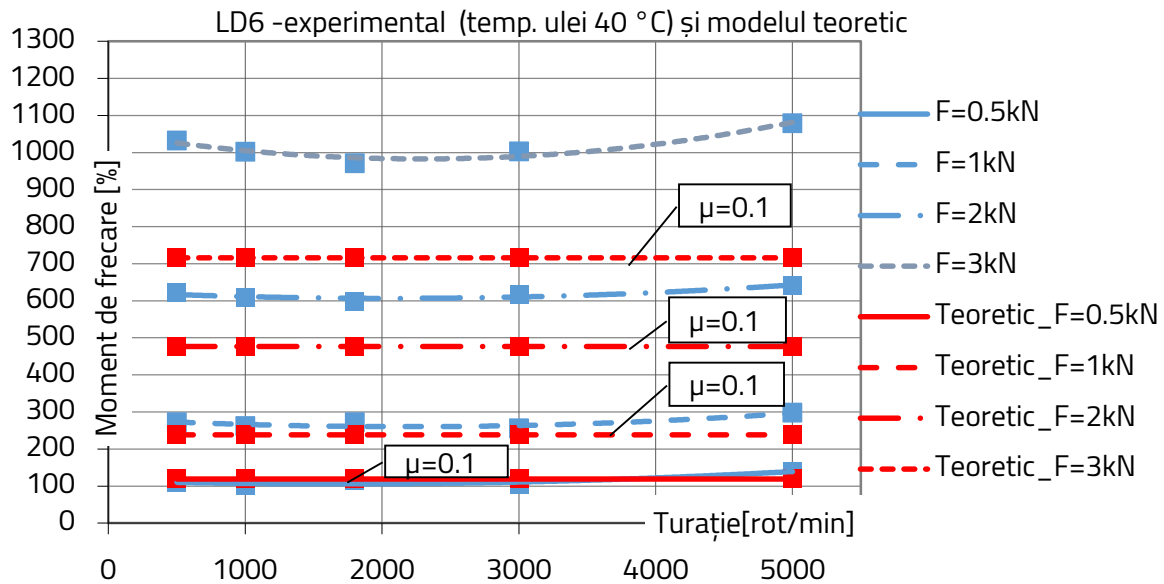


Figura 2.20 Comparația momentelor de frecare la LD6, experimental cu modelul teoretic la temperatura uleiului de 40°C.

Pe diagrama prezentată în fig. 2.23, valorile sunt prezentate procentual, valoarea de referință este de la lanțul LD8 la temperatura de 40°C, 0.5 kN forță de tensionare și turație de 1800 rot/min.

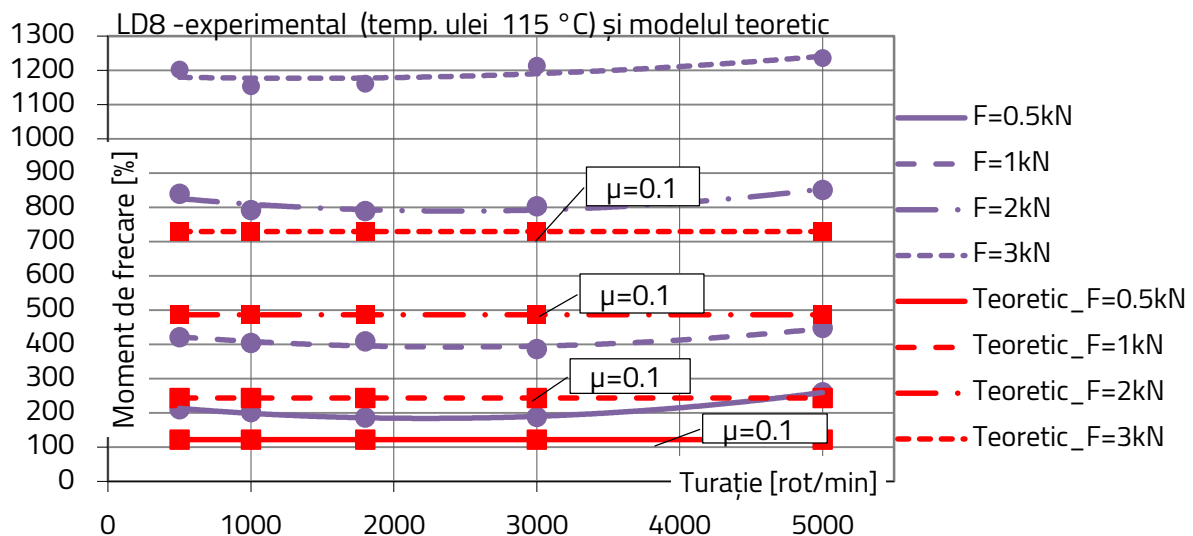


Figura 2.23 Comparația momentelor de frecare la LD8, experimental cu modelul teoretic la temperatura uleiului de 115°C.

Pentru o mai bună aproximare a rezultatelor experimentale la toate forțele și temperaturi, coeficientul de frecare din modelul teoretic a fost adaptat în acest fel să existe o suprapunere mai bună între cele două serii de rezultate. În continuare, coeficientul de frecare din modelul teoretic a fost adaptat în acest fel să existe o suprapunere mai bună între rezultatele teoretice și cele experimentale pentru toată gama de forțe de tensionare și temperaturi ale uleiului.

Figura 2.24 și 2.27 prezintă comparația între rezultatele experimentale măsurate a momentului de frecare din lanțul LD6, respectiv LD8 și rezultatele modelului teoretic, cu aproximarea

coeficienţilor de frecare, în așa fel încât să existe o suprapunere bună, între rezultatele experimentale și cele teoretice. În acest fel se pot vedea diferențele dintre coeficientul de frecare teoretic (considerat în articulație) în funcție de tensionare, pentru a ajunge la valorile măsurate a momentului de frecare.

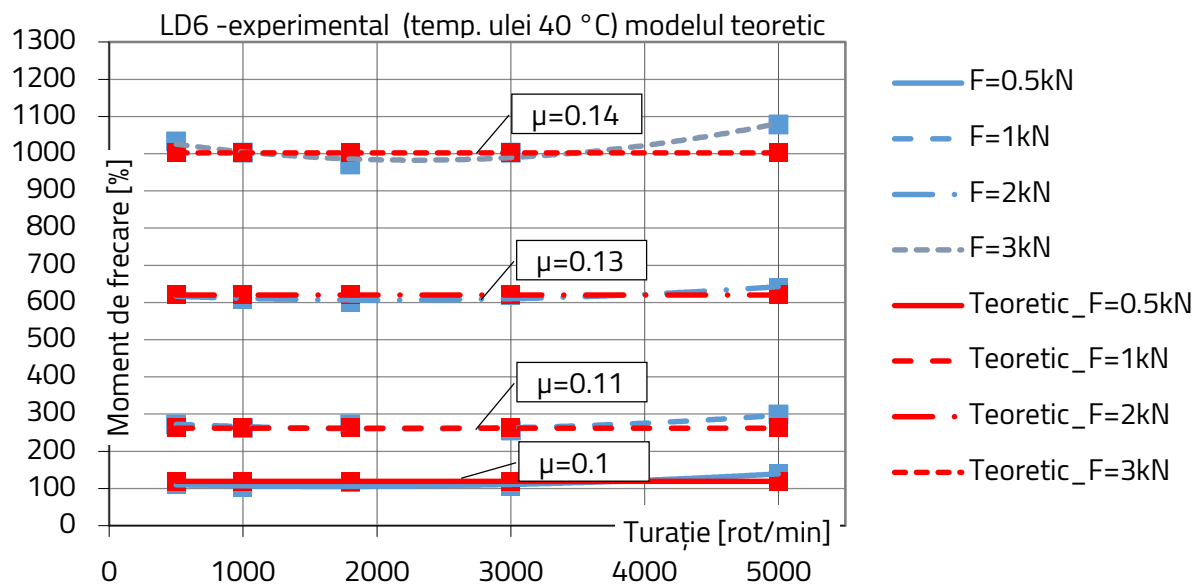


Figura 2.24 Comparația momentelor de frecare la LD6, experimental cu modelul teoretic - coeficientul de frecare adaptat, la temperatura uleiului de 40°C.

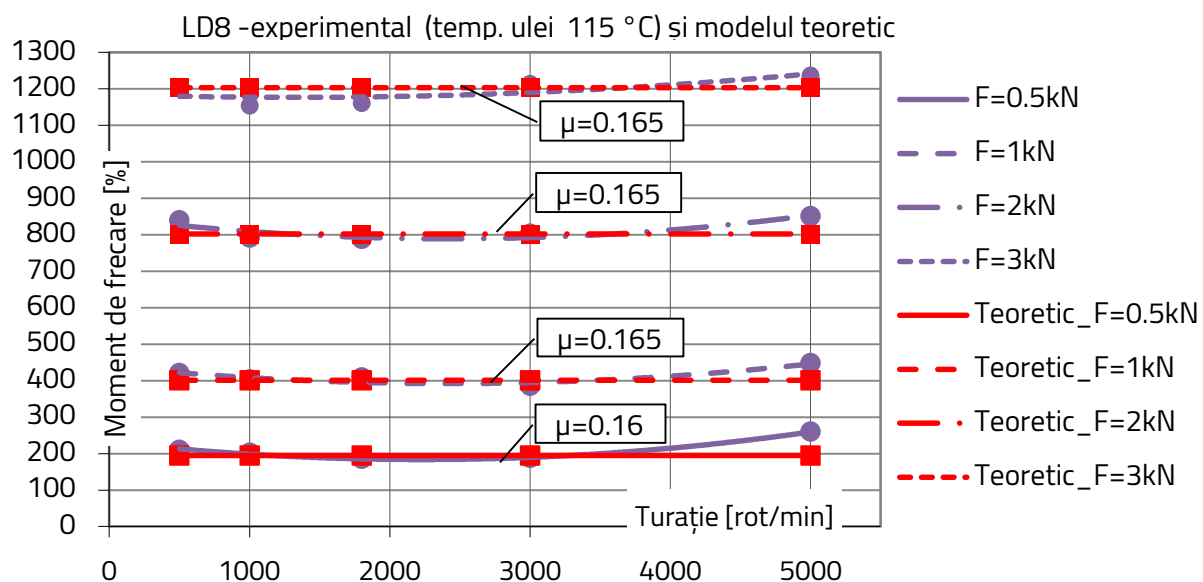


Figura 2.27 Comparația momentelor de frecare la LD8, experimental cu modelul teoretic - coeficientul de frecare adaptat, la temperatura uleiului de 115°C.

3. EVALUAREA SITUAŢIEI FUNCŢIONALE $i=2$ PE BAZA TESTELOR PE TRANSMISIA ETALON - (BENCHMARKING)

3.1 BAZELE DETERMINĂRII EXPERIMENTALE A FRECĂRII ÎN LANŢUL DINŢAT CU RAPORT $i=2$

Pentru a testa efectele modificării raportului de transmitere de la lanţurile dinţate, standul de testare a fost adaptat pentru raport de transmitere de $i=2$, fig. 3.1, unde roata dinţată de 23 de dinţi de pe arborele de ieşire a fost înlocuită cu o roată dinţată de 46 de dinţi.

Scopul acestor testări este de a obţine momentul de frecare datorat lanţului, pentru condiţii de funcţionare reale, condiţii ce se regăsesc în motoare cu ardere internă în 4 timpi, unde arborele cu came se roteşte cu jumătatea turaţiei arborelui cotit, acest lucru ne indică faptul, că trebuie măsurat totodată momentul de frecare a rulmenţilor de intrare la jumătatea turaţiei la care s-au realizat determinările anterioare, în intervalul 250...2500 rot/min [Jur181].



Figura 3.1 Standul cu transmisia prin lanţ cu $i=2$.

Pentru determinarea prin diferenţă a momentului de frecare din lanţul dinţat, se măsoară în primă fază suma momentelor de frecare a rulmenţilor.

Momentul de frecare a rulmenţilor pentru raport de transmitere $i=2$ se calculează, în funcţie de momentele din rulmenţi determinate experimental cu $i=1$, cu:

$$T_{rulm_i=2}(n) = T_{frulm1}(n) + \frac{1}{i} T_{frulm2}(n/2) = \frac{1}{2} T_{rulm_i=1}(n) + \frac{1}{4} T_{rulm_i=1}(n/2). \quad (3.1)$$

Ecuţia (3.1) are la bază următoarele ipoteze:

- Frecările în cele două lagăre cu rulmenţi sunt egale;
- $T_{rulm_i=2}$ este calculat ca moment de torsiune la arborele de intrare, deci momentul de frecare la arborele de ieşire T_{rulm2} trebuie redus la arborele de intrare multiplicând cu valoare $1/i$.

Momentul de frecare din lanţul dinţat pentru $i=2$ se calculează prin scăderea momentului de frecare a rulmenţilor $T_{rulm_i=2}$ din momentul de frecare total $T_{(lanţ+rulm)_i=2}$ măsurat experimental pe stand cu transmisia prin lanţ cu $i=2$.

3.2 MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII ÎN LANŢ DINŢAT CU RAPORT I. BENCHMARKING

Modelul teoretic a frecărilor din transmisiile prin lanţ dinţat cu raport oarecare i este prezentat în [Jur181], unde este considerată o transmisie compusă din două roţi dinţate şi un lanţ dinţat, cu întindere prin deplasarea unei roţi, similar transmisiei testate.

Figura 3.2 prezintă schema de calcul a transmisiei considerate, împreună cu elemente detaliate ale lanţului pentru o mai bună explicaţie a acestuia.

Momentul de frecare la nivelul roţii dinţate 1 rezultă prin echivalarea sumei valorilor lucrului mecanic a forţelor de frecare cu lucrul mecanic generat de momentele de frecare la nivelul roţii dinţate conducătoare:

$$T_f = \frac{\sum L_{fy}}{\theta} = \frac{\mu(F_1 + F_2) \frac{d_b}{2} \theta \left(1 + \frac{1}{i}\right)}{\theta} = \mu(F_1 + F_2) \frac{d_b}{2} \left(1 + \frac{1}{i}\right) \quad (3.7)$$

Momentul de frecare dependent de forţa de tensionare, aproximată prin $F=(F_1+F_2)\cos\gamma$, se calculează cu:

$$T_f = \mu F \frac{d_b}{2} \left(1 + \frac{1}{i}\right) \frac{1}{\cos\gamma} \quad (3.8)$$

Pentru raport de transmitere $i=1$ momentul de frecare este:

$$T_{f(i=1)} = \mu F d_b, \quad (3.9)$$

pe când pentru raport de $i=2$ momentul de torsiune are următoarea ecuaţie:

$$T_{f(i=2)} = 0.75 \mu F d_b \cos\gamma = 0.75 T_{f(i=1)} \frac{1}{\cos\gamma}, \quad (3.10)$$

Această relaţie exprimă momentul de frecare datorat lanţului în situaţia de funcţionare $i=2$, determinat în funcţie de momentul de frecare corespunzător situaţiei transmisiei etalon cu $i=1$.

Se poate observa că momentul de frecare și puterea de frecare nu depind de numărul de dinți a roților dințate și de pas, dar depind de diametrul bolțului și de tensionarea inițială a sistemului.

3.3 VALIDAREA EXPERIMENTALĂ A MODELULUI DE BENCHMARKING

Din punct de vedere experimental, momentul de frecare pentru cele două situații de funcționare, $i=1$ și $i=2$, a fost obținut prin extragerea momentului de frecare din lagărele arborilor conducător și condus, din momentul de frecare total al sistemului (lanț + lagăre), metodă prezentată în subcapitolul 2.1.3. Pentru situația de funcționare $i=2$, momentul de frecare din lagăre rezultă prin aplicarea relației (3.1).

Rezultatele experimentale au fost obținute pentru lanțul LD6.

Figura 3.3 prezintă momentul de frecare măsurat experimental în cazul lanțului dințat LD6 pentru situațiile funcționale $i=1$ și $i=2$. Figura 3.4 prezintă aceeași comparație a valorilor momentelor de frecare determinate experimental pentru LD6 la $i=1$ și $i=2$, pentru o temperatură a uleiului de ungere de $90\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Se observă valorile clar mai mici rezultate pentru lanțul cu $i=2$ față de lanțul cu $i=1$. Acestea se datorează faptului că, la $i=2$, momentele de frecare în lanț, la roata condusă, sunt reduse la arborele roții motoare, unde sunt măsurate, de $i=2$ ori.

Cu valorile momentelor de frecare rezultate pentru lanțul cu $i=1$ (transmisia etalon) au fost calculate, cu relația (3.10), valorile echivalente pentru situația $i=2$, numite în continuare teoretice.

Figura 3.5 prezintă momentul de frecare măsurat la $i=2$ experimental și la $i=2$ teoretic, pentru aceeași temperatură a uleiului de ungere de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, pe când fig. 3.6 prezintă comparația momentelor de frecare la $i=2$ și $i=2$ teoretic, 2 pentru o temperatura uleiului de ungere de $90\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Pentru o comparație cât mai bună, fig. 3.3, 3.4, 3.5 și fig. 3.6 au ca valoarea de referință valoarea momentului de frecare cu valoare cea mai mică, respectiv momentul de frecare la turația de 3000rot/min , forța de întindere de 0.5 kN , la $i=2$, măsurat la $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Figura 3.6 prezintă comparația momentelor de frecare la $i=2$ și $i=2$ teoretic.

Modelul teoretic prezintă o aproximare bună a rezultatelor experimentale la forțe de întindere de $0,5, 1, 2\text{ kN}$, diferențe semnificative apar la forța de 3 kN , unde modelul teoretic rezultă valori a momentului de frecare mai mare decât cel măsurat experimental.

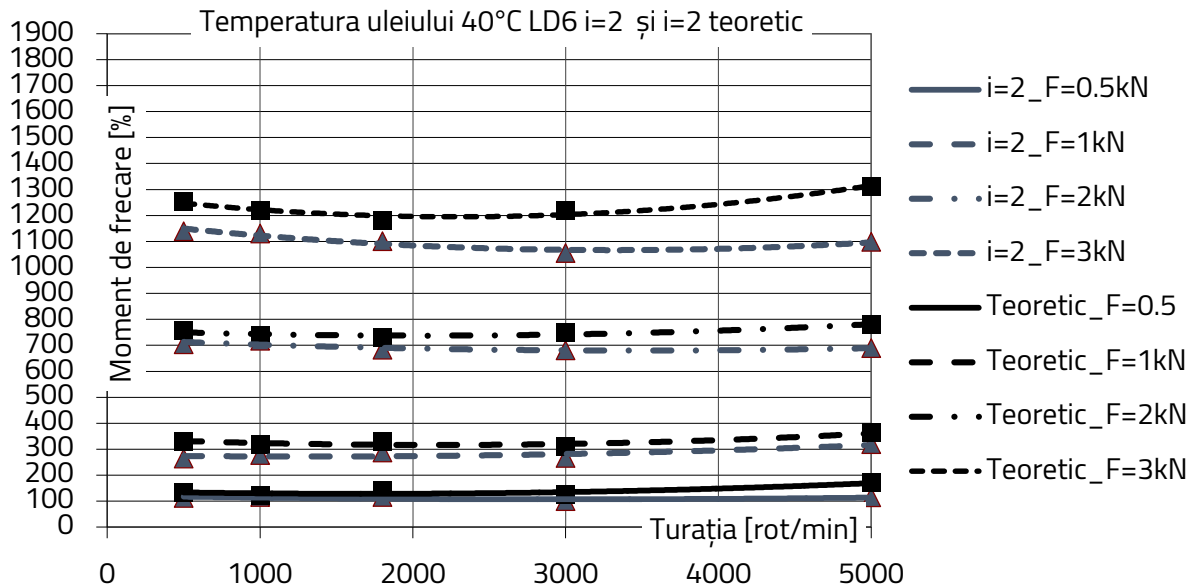


Figura 3.4 Comparaţia momentului de frecare la LD6 pentru $i=2$ şi $i=2$ teoretic în funcţie de forţa de tensionare şi turaţie la 40°C.

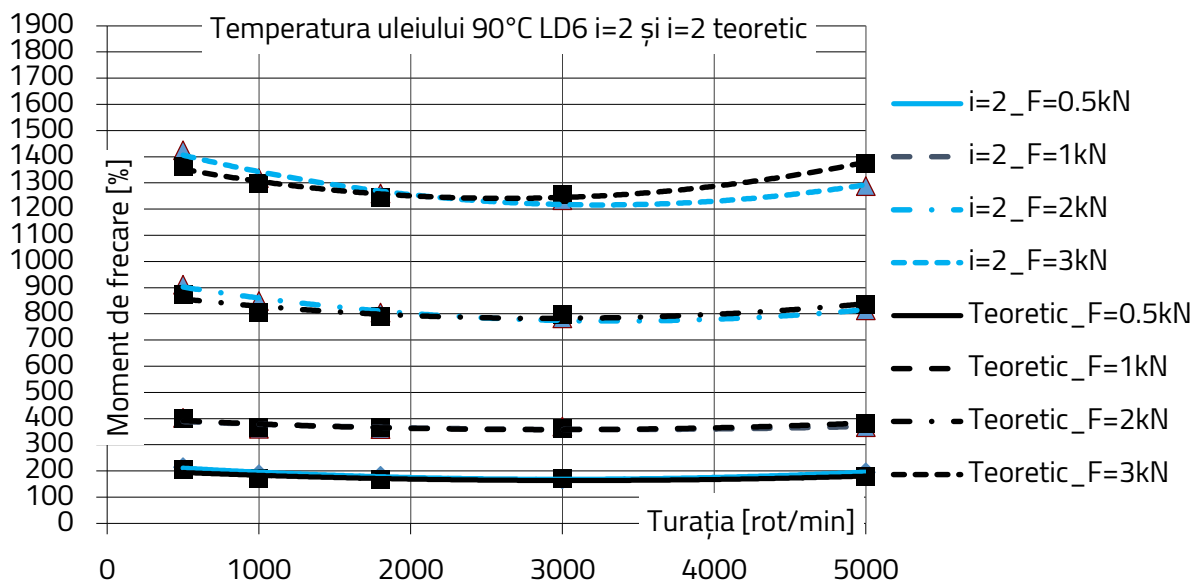


Figura 3.6 Comparaţia momentului de frecare la LD6 pentru $i=2$ şi $i=2$ teoretic în funcţie de forţa de tensionare şi turaţie la 90°C.

Pentru temperatura uleiului de 40°C (fig. 3.4), modelul teoretic prezintă o aproximare bună a rezultatelor experimentale la forţe de întindere de 0,5, 1, 2kN.

Diferenţe semnificative apar la forţa de 3 kN. La această forţă de tensionare modelul teoretic prezintă valori ale momentului de frecare mai mari decât valorile măsurate experimental.

Modelul teoretic în cazul temperaturii de 90°C (fig. 3.6) prezintă o suprapunere foarte bună cu rezultatele experimentale, pe toată plaja de turaţie şi forţe de tensionare. Comparaţia momentului de frecare obţinute pentru $i=1$ şi $i=2$ prezintă o reducere aşteptată a momentului de frecare, conform teoriei, fapt ce confirmă modelul teoretic obţinut pentru $i=2$, dependent de $i=1$.

4. CONDIȚII DE UNGERE ÎN ARTICULAȚIILE LANȚULUI DINȚAT

Acest capitol este menit să evalueze condițiile de ungere din articulațiile lanțului dințat, prin determinarea teoretică a distribuției presiunii care apare în stratul de lubrifianț dintre elemente, pe baza unui model Reynolds simplificat.

Abordarea condițiilor de ungere între eclisa și bolțul lanțului dințat propusă în această lucrare, este realizată cu soluția lui Ocvirk pentru lagăre de alunecare cu dimensiuni reduse pe lățimea acestora, [Ocv52].

Soluția lui Ocvirk [Ocv52] este un model simplificat a ecuației lui Reynolds, aplicabil pentru lagăre cu lățime mică, unde pierderea de lubrifianț are un rol important.

Această soluție este bazată pe următoarele ipoteze: suprafața de contact pe direcția x este atât de redusă față de suprafața de contact pe direcția y încât se poate neglija; grosimea stratului de lubrifianț tinzând spre 0 poate fi neglijată.

Acest model simplificat poate fi aplicat în special în cazul lanțului dințat, unde lățimea eclisei dințate este mică și pierderea de lubrifianț este considerabilă. În plus, mișcarea este una foarte scurtă, rapidă și nu permite dezvoltarea importantă de presiune pe direcția de mișcare.

Figura 4.1 prezintă schematic cele două elemente ale lanțului dințat respectiv, articulația cilindrică între o eclisă și bolțul lanțului. Limitele intervalului unghiular unde este încadrată variația distribuției presiunii din pelicula de ulei sunt φ între $[0^\circ, 180^\circ]$.

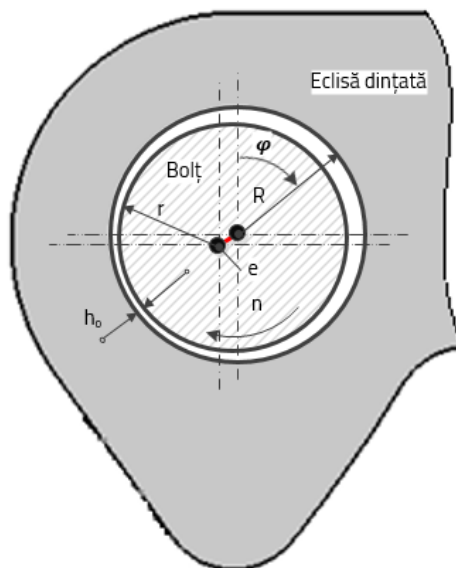


Figura 4.1 Articulația cilindrică eclisă dințată și bolț.

Considerând ipotezele de mai sus ecuația cu aproximarea unidirecțională a vitezei devine relația lui Ocvirk pentru lagăre de alunecare scurte:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (4.5)$$

Integrând după h din (4.6) presiunea din pelicula de ulei este:

$$p = \frac{6\eta u}{R} \frac{e \sin \varphi}{(c + e \cos \varphi)} \left(\frac{B^2}{4} - y^2 \right), \quad (4.13)$$

Forţa pe care poate să o transmită articulaţia, menţinând pelicula de ulei se exprimă prin:

$$F = \iint_{\varphi y} p dy d\varphi. \quad (4.14)$$

Raportul de grosime al stratului de lubrifiant Λ [Wil11], indicând tipul de ungere din contactul eclisă- bolţ, este:

$$\Lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{ab}^2 + R_{ae}^2}}, \quad (4.15)$$

unde: R_{ab} – este rugozitatea medie a suprafeţei bolţului şi R_{ae} – este rugozitatea medie a suprafeţei găurii din eclisă.

În funcţie de valoarea raportului de grosime a peliculei de ulei [Wil11], aflăm şi tipul de ungere prezentă din contact:

- $\Lambda < 1$ ungere limită;
- $1 < \Lambda < 5$ – ungere mixtă;
- $3 < \Lambda < 10$ – EHL (ungere elasto-hidrodinamică) ;
- $5 < \Lambda < 100$ – HDL (ungere hidrodinamică).

Acest model teoretic a fost aplicat pe articulaţiile lanţului LD6, folosind trei valori ale grosimii stratului de lubrifiant ca date de intrare a grosimii h_0 (0.75 μm , 1 μm , 2 μm) şi trei valori pentru turaţia arborelui de intrare, respectiv de ieşire n (1000 rot/min, 3000 rot/min, 5000 rot/min).

S-au făcut calcule pentru celelalte valori a turaţiei şi grosimii de lubrifiant.

Rezultatele pentru $h_0 = 0.75 \mu\text{m}$ şi $n = 5000$ rot/min sunt prezentate în fig. 4.4 distribuţia presiunii pe suprafaţă.

Studiul ungerii la nivelul articulaţiei necesită considerarea dependenţei dintre grosimea minimă a stratului de lubrifiant h_0 , a capacităţii de a prelua sarcină F şi turaţia transmisiei prin lanţ, n .

În fig. 4.6 este prezentată dependenţa capacităţii stratului de lubrifiant de a prelua sarcină, în funcţie de turaţia sistemului, pentru cele trei valori ale grosimii filmului de lubrifiant.

Dependenţa raportului de grosime a stratului de lubrifiant de sarcină pentru rugozitatea medie a suprafeţelor în contact a bolţului şi a eclisei de $R_a = 0.8 \mu\text{m}$, este prezentată în fig. 4.7.

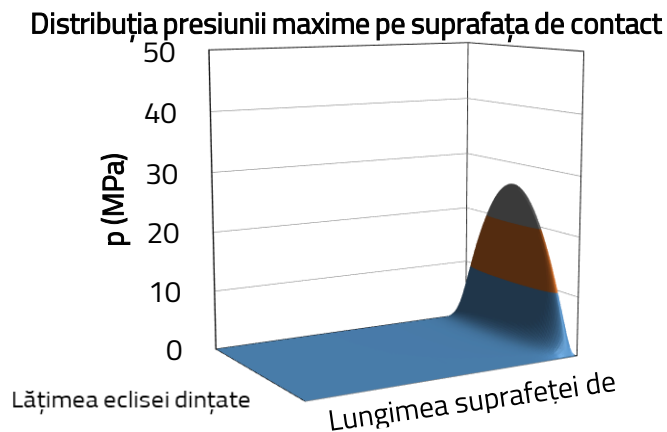


Figura 4.4 Distribuția de presiune în contactul eclisei dințate interioare cu bolțul pentru $h_0=0.75 \mu\text{m}$, $n=5000\text{rot/min}$

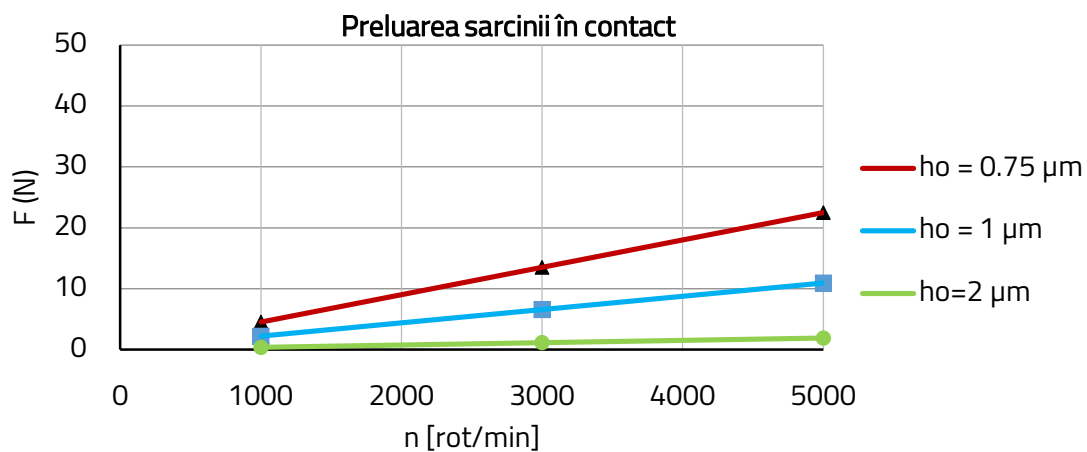


Figura 4.6 Capacitatea de a prelua sarcină în funcție de turație, pentru trei valori ale grosimii filmului de lubrifiant.

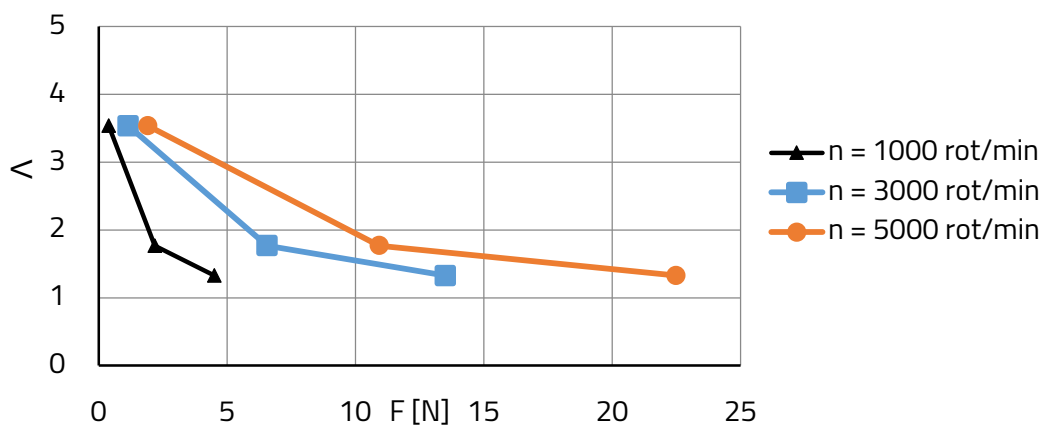


Figura 4.7 Raportul de grosime a stratului de lubrifiant în funcție de capacitatea de a prelua sarcină la turație constantă

5. EFECTELE FORŢEI CENTRIFUGE ÎN TRANSMISII PRIN LANŢ DINŢAT

O concluzie din literatura de specialitate legată de efectele centrifuge în transmisii prin lanţ descrie existenţa unei componente F_c , care echilibrează forţa centrifugă F_{cf} , încarcă lanţul pe toată lungimea acestuia în timpul transmiterii mişcării de rotaţie, [Hor71, Nie75, Chis81, Jul89], valoarea acestei forţe este calculată prin:

$$F_c = \frac{m}{l} v^2, \quad (5.1)$$

În care (m/l) reprezintă masa lanţului împărţită la lungimea acestuia (masa per unitate de lungime) şi v este viteza lanţului.

În [Hor71] sunt menţionate influenţele rigidităţii arborilor şi curelelor la alegerea forţei iniţiale de tensionare, în cazul unei transmisii prin curea permanent tensionată.

Totodată, este precizat că această teorie legată de influenţa rigidităţii asupra alegerii forţei de tensionare este validă doar în cazul transmisiilor cu distanţe dintre axe fixe şi că în cazul altor sisteme de tensionare (care nu sunt permanent tensionate), cureaua poate fi considerată absolut rigidă, însemnând că toată componenta F_c creează o forţă de întindere în lanţ, fără a afecta forţa din arborii transmisiei.

Cercetările legate de forţe centrifuge în cazul lanţurilor dinţate, au la bază rezultate experimentale obţinute prin măsurători obţinute pe parcursul tensionării iniţiale a lanţurilor şi pe parcursul creşterii turaţiei de funcţionare.

Aceste măsurători prezentau o diferenţă faţă de teoria prezentată anterior. Rigiditatea suporturilor şi a sistemului de tensionare [Lat16, Pap16] trebuie luate în considerare.

5.1 MODELUL TEORETIC

Figura 5.1 prezintă o schemă de calcul simplificată pentru forţa F_c (componenta forţei centrifuge F_{cf}) pentru un contact lanţ – roată de lanţ pe jumătate de cerc.

Acesta se poate regăsi într-o transmisie etalon cu raport de transmitere $i=1$.

Pe baza ecuaţiei de echilibru pe direcţia y valoarea F_c a forţei centrifuge, forţă care trage de lanţ se poate scrie cu relaţia:

$$\begin{aligned} 2F_c &= \int_0^{180} dF_{cf} \sin \alpha = \int_0^{180} \frac{v^2 dm}{R} \sin \alpha = \int_0^{180} \frac{v^2}{R} \frac{m}{l} R d\alpha \sin \alpha = \int_0^{180} \frac{m}{l} v^2 \sin \alpha d\alpha = \\ &= \frac{m}{l} v^2 (-\cos 180 + \cos 0) = 2 \frac{m}{l} v^2. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Pentru o transmisie cu lanţ cu tensionare permanentă, generată de deformări elastice ale componentelor, dată de ajustarea continuă a distanţei dintre axe în timpul montării lanţului fig. 5.2 prezintă trei situaţii distincte de deformăţii:

- Prezintă situaţia iniţială, fără pretensionare, distanţa dintre axe fiind A
- Prezintă sistemul cu tensionarea iniţială, arborele de jos S_1 este fix, arborele de sus a fost deplasat în plan vertical cu suma deformărilor iniţiale a arborilor δ_{0S1} , respectiv δ_{0S2} şi a lanţului δ_{0C} .
- Prezintă sistemul deformat cu efectele forţei centrifuge asupra lanţului: o destindere a suportilor δ_{S1} şi δ_{S2} ; o tensionare suplimentară indusă lanţului cu o alungire suplimentară δ_C .

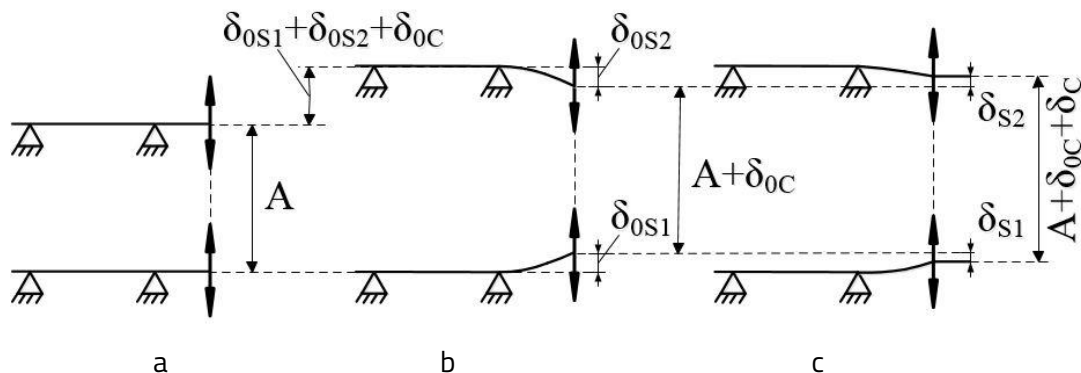


Figura 5.2. Deformări în transmisiile prin lanţ.

Suma deformărilor celor doi suporti δ_S trebuie să fie egală cu alungirea suplimentară a lanţului:

$$\delta_S = \delta_{S1} + \delta_{S2} = \delta_C \quad (5.3)$$

S-a considerat că fiecare suport (arbore) are rigiditatea lui c_{S1} respectiv c_{S2} şi fiecare ramură a lanţului are la fel rigiditatea c_C respectiv c_C . Ramurile lanţului se pot însuma şi înlocui cu un singur element cu rigiditate:

În cazul standului de testare a frecării din lanţuri, la elasticitatea celor doi arbori (S_1 şi S_2) se adaugă şi elasticitatea sistemului de tensionare (S_3).

Figura 5.5 a, prezintă situaţia în care se determină deformaţia însumată a celor doi arbori şi lanţului (S_1+S_2+C) prin măsurarea deformaţiei la nivelul roţii dinţate de la arborele de ieşire, în funcţie de forţa de tensionare, reglată în mod automat. În acest caz deformaţia măsurată este suma deformaţiilor arborilor şi a lanţului.

Figura 5.5 b prezintă situaţia determinării rigidităţii sistemului de tensionare (S_3) prin măsurarea deformaţiei la nivelul roţii dinţate de la arborele de ieşire, în funcţie de forţa de tensionare, cu sistemul de tensionare blocat (manual) şi cu aplicarea tensionării prin strângerea ramurilor lanţului cu ajutorul unei prese. În acest caz deformaţia măsurată este cea a sistemului de tensionare.

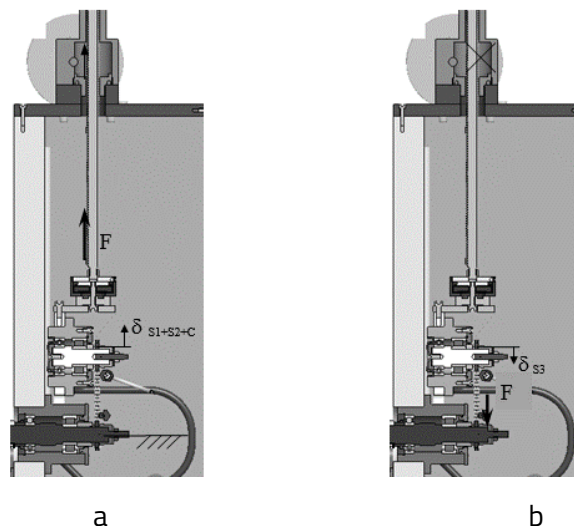


Figura 5.5 Măsurarea deformaţiilor elementelor în funcţie de tensionare.

În faza iniţială de tensionare fiecare ramură a lanţului este încărcat cu F_0 , însemnând că arborii transmisiei şi elementul de lanţ, considerat pentru calcule, sunt încărcate cu $2F_0$. Aşa cum este reprezentat în fig. 5.1 forţa F_c are un efect de alungire a lanţului δ_c şi un efect de destindere a arborilor δ_s . O parte din componenta totală $2F_c$ cu valoare $2\kappa F_c$ creează o încărcare suplimentară pe elementul elastic considerat, pe când restul $2(1-\kappa)F_c$ creează destinderea arborilor.

Deoarece $\delta_c = \delta_s$, rezultă valorile coeficientului κ_c , care arată cât din forţa $2F_c$ este utilizată pentru întinderea lanţului şi coeficientului κ_s , care arată cât din forţa $2F_c$ contribuie la destinderea arborilor:

$$\begin{aligned}\kappa_c = \kappa &= \frac{c_c}{c_s + c_c}, \\ \kappa_s = 1 - \kappa &= \frac{c_s}{c_s + c_c}.\end{aligned}\tag{5.10}$$

5.2 REZULTATELE EXPERIMENTALE – RIGIDITATEA ELEMENTELOR

Pentru determinări experimentale s-a folosit standul de încercări experimentale, prezentat în fig. 5.5.

Lanţurile testate sunt următoarele: LD8 cu pas de 8 mm cu număr de zale de 64 (scurt), în cele două ramuri care nu sunt în contact cu roţile dinţate se găsesc câte 20.5 zale libere; Lanţul LD8 cu pas de 8 mm cu număr de zale de 110 (lung), pe cele două ramuri care nu sunt în contact cu roţile dinţate se găsesc câte 43.5 zale libere.

Rigidităţile lanţurilor LD8 cu 64 şi 110 zale, c_c , a fost preluate din datele producătorului şi sunt prezentate în fig. 5.6.

Rigiditatea lanţului este cu atât mai redusă cu cât numărul de zale este mai ridicat, datorită numărului mai mare de elemente înseriate care suferă deformaţii elastice.

Cu creşterea tensionării creşte rigiditatea lanţului, aşa cum se poate vedea în fig. 5.6.

Rigiditatea arborilor calculată din rigiditatea măsurată a arborilor împreună cu a lanţului şi rigiditatea cunoscută a lanţului LD8 scurt (vezi relaţia (5.7)) este prezentată în fig. 5.7.

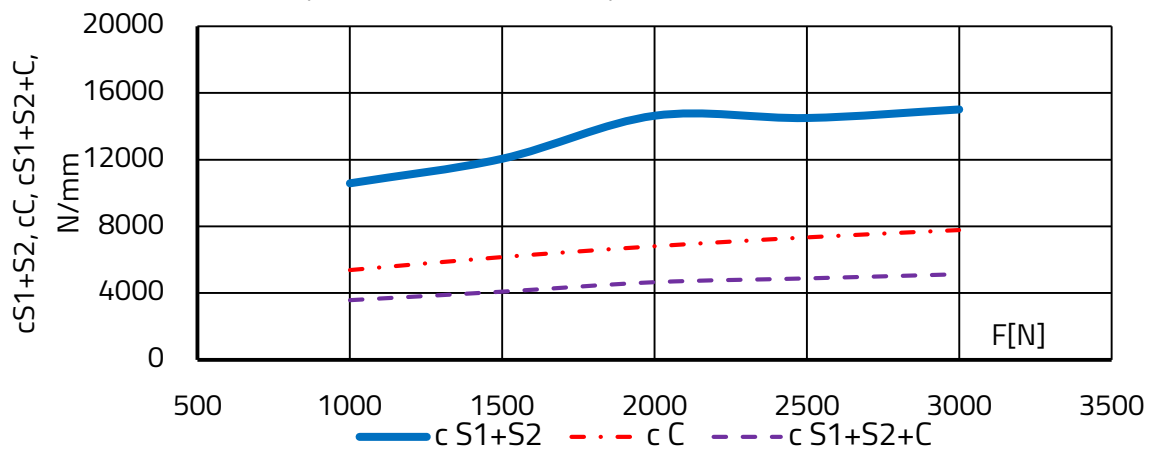


Figura 5.7 Rigiditatea arborilor calculată.

5.3 REZULTATE EXPERIMENTALE –FORŢA CENTRIFUGĂ

Itinerarul de testări experimentale este următorul:

1. Lanţul montat şi pretensionat cu tensionarea iniţială a arborilor F_i ;
2. Turaţia transmisiei prin lanţ a fost mărită în paşi la 1000, 3000, 5000 rot/min, cu sistemul de tensionare blocat (fără reglare automată) şi doar cu posibilitate de măsurare a forţei de tensionare.
3. Pentru fiecare valoare stabilizată de turaţie, se măsoară diferenţa dintre valoarea iniţială a forţei de tensionare şi valoare măsurată a forţei de tensionare. Aceasta reprezintă destinderea arborilor, şi se notează $\text{Exp_}2\kappa_s F_c$.
4. Procedura se repetă atât pentru lanţul LD8 cu 64 de zale, cât şi pentru lanţul LD8 cu 110 zale.

Valorile calculate ale componentei forţei centrifuge, împreună cu valoarea calculată a destinderii arborilor $2\kappa_s F_c$ şi valorile măsurate a destinderii acestora $\text{Exp_}2\kappa_s F_c$ sunt prezentate în fig. 5.10, 5.11, 5.12 şi fig. 5.13, în funcţie de turaţie, pentru cele două lanţuri cu număr diferit de zale şi pentru două valori ale forţei de tensionare iniţială a lanţului.

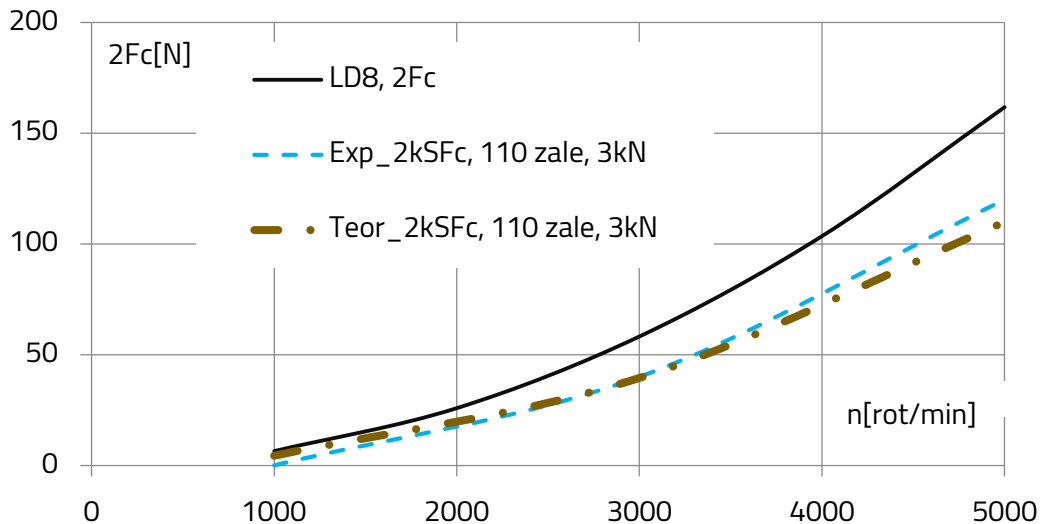


Figura 5.13 Componenta forței centrifuge, destinderea arborilor calculată și măsurată pentru LD8 110 de zale, $z=23$, $F=3$ kN.

O valoare relativ mică a rigidității suportului (arbori și sistem de tensionare) este determinată de prezența unor arcuri de cauciuc în suportul senzorului de forță.

S-a observat o diferență de 5% între $2\kappa_5 F_c$ calculat și măsurat, acesta provine în mare parte de la măsurători efectuate cu precizie redusă.

Efectele forței centrifuge pot fi observate și în evoluția momentului de frecare la cele două lanțuri, LD6 și LD8, fig. 5.16 și fig 5.17. valori teoretice care rezultă din valoarea măsurată a momentului de frecare la turația de 1800 rot/min, la care se adaugă, proporțional, efectul de creștere a tensionării lanțului, datorat forței centrifuge.

Diferențele care pot fi observate sunt considerabile pentru lanțul LD8 la turații de peste 3000 rot/min, cât timp lanțul LD6 nu prezintă creșteri semnificative la aceeași plajă de turație, cu excepția cazului de pretensionare cu forță de 3 kN.

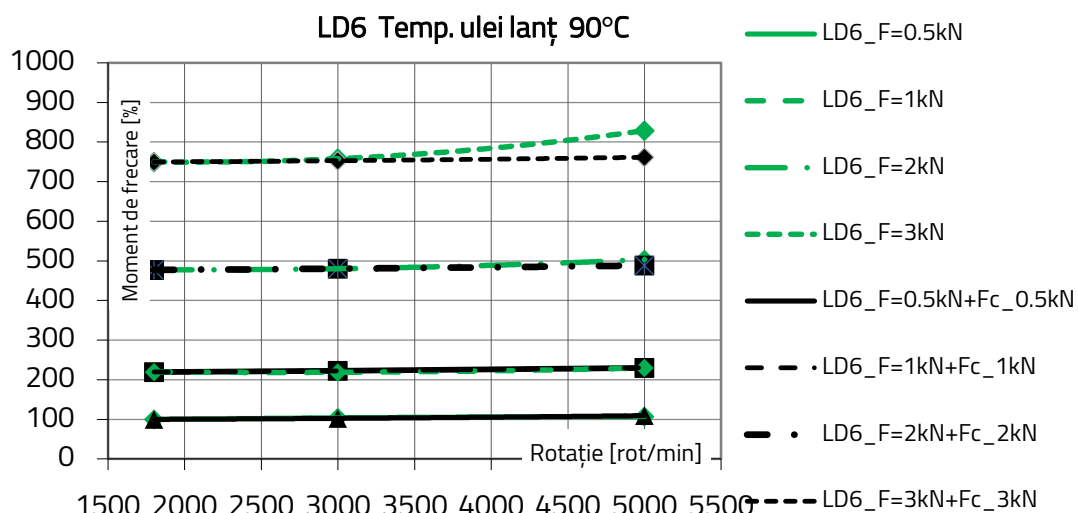


Figura 5.16 Evoluția momentului de frecare din lanțul LD6 la 0.5, 1, 2, 3 kN forță de întindere, valori masurate, respectiv teoretice cu efectul componentei forței centrifuge asupra lanțului.

6. MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII DIN TRANSMISIA PRIN LANȚ DINȚAT

Pentru a cerceta frecările din transmisii prin lanț este nevoie să considerăm câțiva pași pentru a evalua acestea: este nevoie de un aparat de testare, o procedură de testare a frecărilor într-o transmisie prin lanț de bază și de o metodologie de interpretare a rezultatelor.

Aceste rezultate trebuie să depindă de parametri ca: turație, forță de tensionare, parametri de lubrifiere [Jur181] și de coeficientul de frecare care apare între elemente pentru materiale și tipul de lubrifiere prezente în contact.

6.1 GEOMETRIA LANȚULUI ȘI ROȚII DE LANȚ

6.1.1 Geometria eclisei lanțului dințat

Lanțurile dințate nu aparțin categoriei de lanțuri standardizate, eclisele dințate din componența lor pot avea diferite forme. Pentru un studiu teoretic a frecării cu influența a mai multor parametri geometrici și parametri de funcționare, este nevoie de definirea parametrilor geometrici ai eclisei lanțului dințat. Pentru lanțurile testate, a căror eclise au forma prezentată în fig. 6.1, se propune definirea unor parametri geometrici de bază care vor fi folosiți pentru studiul geometric și apoi pentru studiul forțelor din contactul lanțului cu roata dințată. Acești parametri sunt următorii: p – pasul lanțului; α_x – unghiul dintre linia flancului exterior al dintelui eclisei cu linia ce unește axa articulațiilor eclisei, sau unghi de profil; d_x – distanța dintre centrul găurii pentru bolt și flancul exterior a eclisei și d_z – distanța pe flancul eclisei, care definește poziția punctului de contact cu flancul dintelui roții.

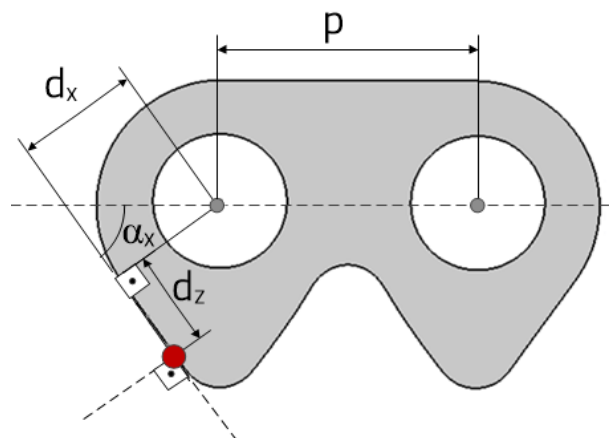


Figura 6.1 Eclisa dințată cu parametrii geometrici de bază.

6.1.2 Geometria dintelui roţii de lanţ

Comportamentul dinamic a lanţurilor dinţate, este destul de complex, depinzând de contactul între roata de lanţ şi dinţii roţii de lanţ.

Teoretic, flancul dintelui roţii de lanţ poate fi rectiliniu, iar forma golului dintre dinţi trebuie să îmbrace perfect profilul, de asemenea rectiliniu, al eclisei dinţate. Eclisa dinţată trebuie să facă o mişcare de rotaţie în jurul unei articulaţii pînă cînd flancul exterior al eclisei se aliniază perfect cu flancul dintelui roţii dinţate. Pentru producţie de serie mare, tehnologia care să permită obţinerea de roţi de lanţ cu flanc rectiliniu este neperformantă.

Roţile de lanţ ale transmisiilor pe care au fost efectuate testele de frecare au fost executate cu tehnologia folosită în producerea roţilor de lanţ pentru lanţurile de distribuţie ale motoarelor cu ardere internă şi au flancuri curbe. Geometria roţii de lanţ cu profil curb al dintelui, pentru lanţ dinţat nu se regăseşte în literatură, din această cauză, în această lucrare se propune o roată dinţată evolventică, care trebuie să îndeplinească o serie de condiţii, pentru o angrenare corectă.

Elementele care definesc geometria unei roţi de lanţ evolventice, pe lângă cele standardizate, modulul normal m_n şi profilul cremalierei de referinţă, sunt numărul de dinţi z şi coeficientul deplasării de profil, care rezultă din impunerea unui punct de contact între roată dinţată şi eclisa dinţată, cu normală comună pe cele două flancuri.

Pentru acestea au fost consideraţi, în teză o serie de parametri geometrici a transmisiei prin lanţ prezentat pe baza fig. 6.2.

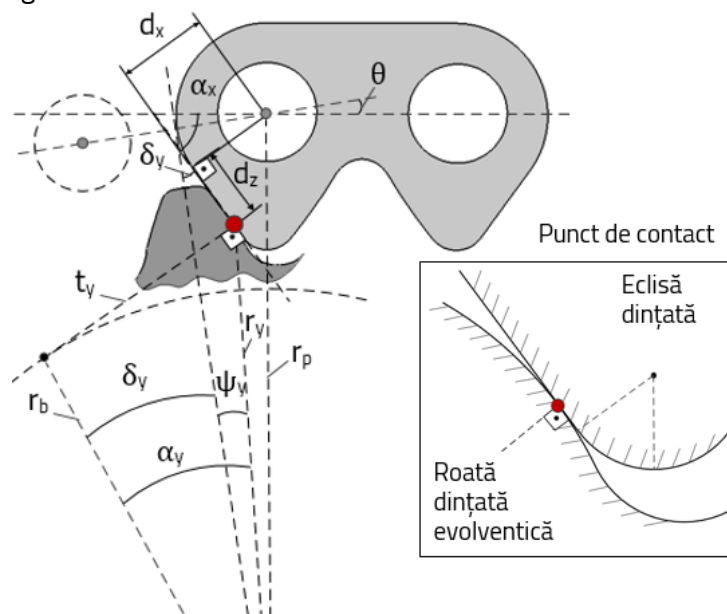


Figura 6.2 Geometria contactului roată dinţată evolventică –lanţ dinţat.

Dezvoltarea modelului teoretic, presupune definirea unor parametri de bază ai transmisiei prin lanţ: pasul unghiular, modulul primitiv al roţii de lanţ, modulul standardizat [ISO96] m , raza cercului de divizare al roţii dinţate, raza cercului de bază al roţii dinţate, cercul de divizare a

transmisiei cu lanţ dinţat, distanţa între punctul de tangenţă a liniei trasate perpendicular pe flancul exterior a eclisei şi punctul de contact, unghiul α_y .

Coeficientul deplasării de profil se poate exprima prin:

$$x = \frac{z(\psi_y - \text{inv}\alpha_0 + \text{inv}\alpha_y) - \frac{\pi}{2}}{2\text{tg}\alpha_0} \quad (6.13)$$

Pentru definirea punctului de contact, descris prin distanţa d_z , coeficientul deplasării de profil în prima fază este considerată ca dată de intrare cunoscută. Valorile dimensiunilor liniare sunt prezentate relativ la pasul lanţului, astfel încât diagramele trasate să fie valabile pentru orice pas de lanţ. Pentru diferite valori a lui dx/p şi a numărului de dinţi z , evoluţia coeficientului deplasării de profil teoretice este prezentată în fig. 6.3, iar dependenţa acestuia de unghiul flancului exterior a eclisei este prezentată în fig. 6.4.

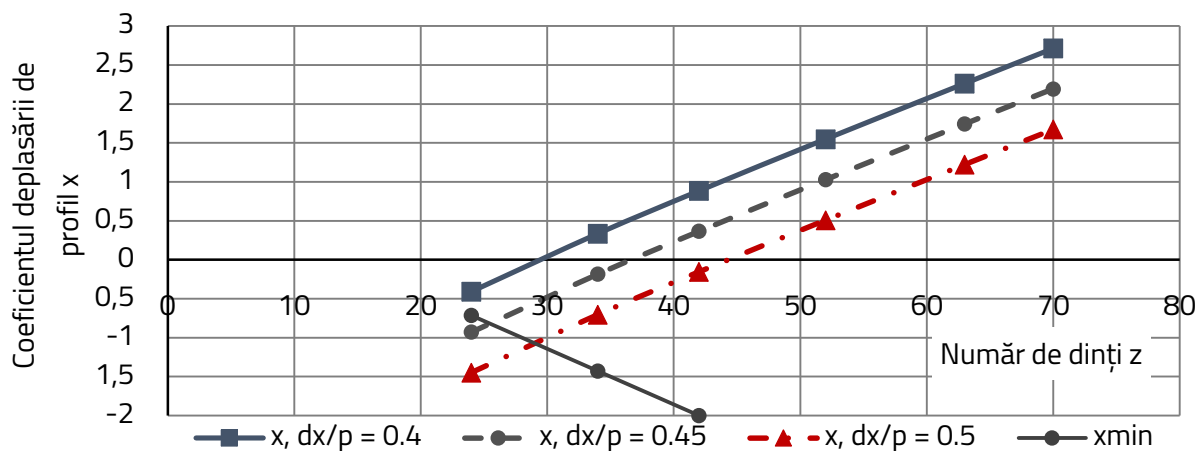


Figura 6.3 Coeficientul deplasării de profil în funcție de număr de dinți.

Pentru o valoare impusă poziției punctului de contact pe flancul eclisei, dz/p , coeficientul deplasării de profil impus roții de lanţ crește cu numărul de dinţi ai roții de lanţ, cu scăderea distanței dx/p de pe eclisă și cu creșterea unghiului de profil al eclisei.

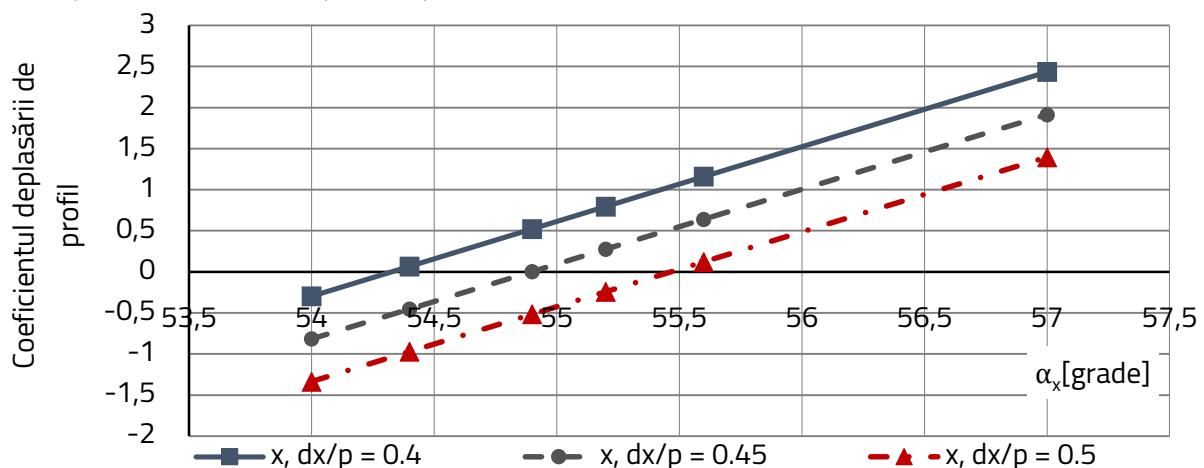


Figura 6.4 Coeficientul deplasării de profil în funcție de unghiul de profil a eclisei.

Evoluția raportului dintre deplasarea punctului de contact d_z cu pasul lanţului în funcție de coeficientul deplasării de profil ($x=0$) este prezentată în fig. 6.6.

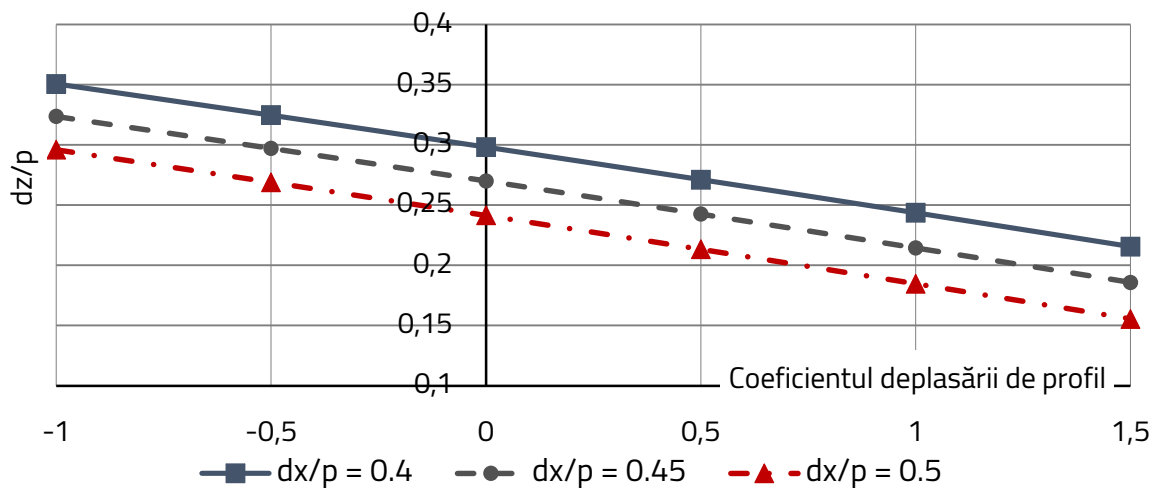


Figura 6.6 Evoluția d_z/p în funcție de coeficientul deplasării de profil.

Pentru o valoare impusă coeficientului deplasării de profil al roții de lanț, poziția punctului de contact pe flancul eclisei d_z/p crește cu numărul de dinți ai roții de lanț și cu scăderea distanței dx/p de pe eclisă. Dacă se impun numărul de dinți ai roții de lanț, distanța dx/p de pe eclisă și unghiul de profil al eclisei, distanța care definește poziția punctului de contact pe flancul eclisei, d_z/p scade cu creșterea coeficientului deplasării de profil al roții de lanț.

6.2 FORȚE ÎN TRANSMISIILE PRIN LANȚ DINȚAT

Obiectivul acestui subcapitol este de a evalua forțele care apar în contactul dintre roata de lanț și eclisele lanțului dințat. Forțele determinate sunt reacțiuni ale forței de tensionare F a fiecărei ramuri a transmisiei prin lanț dințat și ale forței centrifuge.

Modelul teoretic ia în considerare următoarele forțe: F_{z1} – forța dintre roata dințată și eclisă, F_1 – componenta forței de tensionare transmisă următoarei eclise a lanțului, F_{cf} – forța centrifugă.

6.2.1 Efectele unghiului de profil

Figura 6.7 prezintă modelul teoretic de transmitere a forțelor, unde distribuția forțelor este studiată în intervalul unghiular φ care este de la $-\alpha$ la α , unde α – reprezintă jumătatea pasului unghiular a roții dințate.

Acesta depinde de numărul de dinți ai roții. Unghiul de contact eclisă-dinte este notat cu γ . Dezvoltarea modelului teoretic începe cu echilibrarea forțelor pe cele două direcții față de forța F .

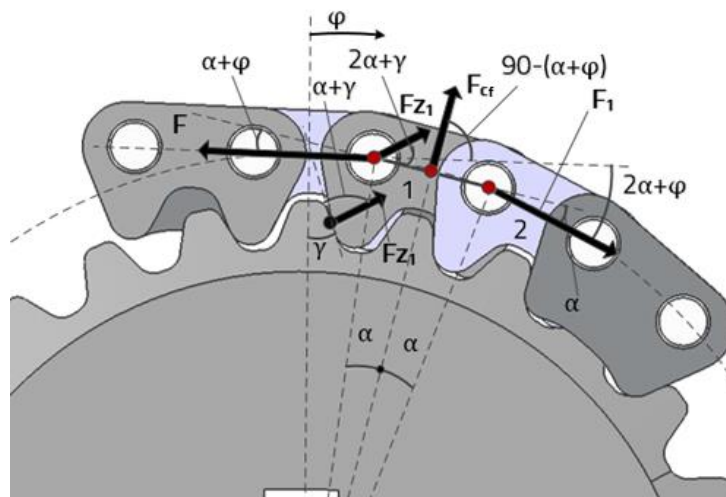


Figura 6.7 Distribuția forțelor, fără forța de frecare din contact.

Definirea forței de contact F_{z1} din (6.16):

$$F_{z1} = \frac{F_1 \sin(\varphi + 2\alpha) - F_{cf} \cos(\varphi + \alpha)}{\sin(\alpha + \gamma - \varphi)}. \quad (6.17)$$

Folosind (6.17) și (6.15) se definește componenta forței de tensionare care se transmite prin articulațiile lanțului:

$$F_1 = \frac{F \sin(\alpha + \gamma - \varphi) + F_{cf} \cos(2\alpha + \gamma)}{\sin(3\alpha + \gamma)}. \quad (6.18)$$

Pentru următoarea eclisă forța F_1 va fi transformată în F echivalent eclisei considerate. Unghiul relativ dintre eclise este constant, deci φ va avea valoare pasului unghiular α . Forța F_1 pentru eclisa a doua din contact va fi F_2 pe când forța F_{z1} devine F_{z2} . Toate aceste înlocuiri echivalente a forțelor sunt calculate cu observația că F_1 , F_{z1} variază cu unghiul φ .

Pentru următoarele eclise forțele se pot calcula cu următoarele formule generalizate:

$$F_m = \frac{F_{m-1} \sin(\alpha + \gamma - \varphi) + F_{cf} \cos(2\alpha + \gamma)}{\sin(3\alpha + \gamma)}. \quad (6.25)$$

$$F_{zm} = \frac{F_{m-1} \sin(\varphi + 2\alpha) - F_{cf} \cos(\varphi + \alpha)}{\sin(\alpha + \gamma - \varphi)}. \quad (6.26)$$

în care indicele m reprezintă numărul corespunzător a zalei în contact.

Acest model a fost aplicat pentru lanțul LD8 cu pas de 8mm, montat pe roata dințată cu 27 și 23 de dinți, pentru trei valori a unghiului de contact γ (20°, 25°, 30°). Figura 6.8 prezintă evoluția componentei forței de tensionare transmisă mai departe de prima eclisă care intră în contact, conform datelor de intrare calculate, $z=27$ de dinți. Figura 6.9 prezintă variația forței de contact pentru prima eclisă.

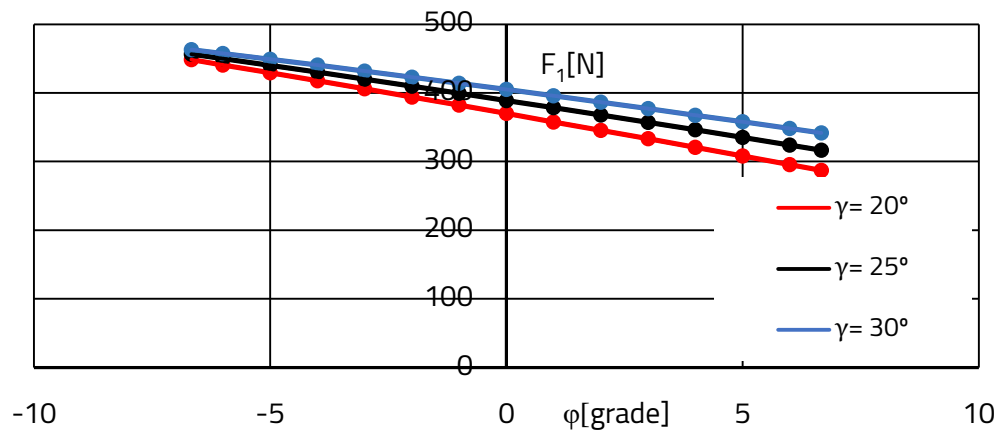


Figura 6.8 Evoluția componentei forței de tensionare pentru prima eclisă care intră în contact.

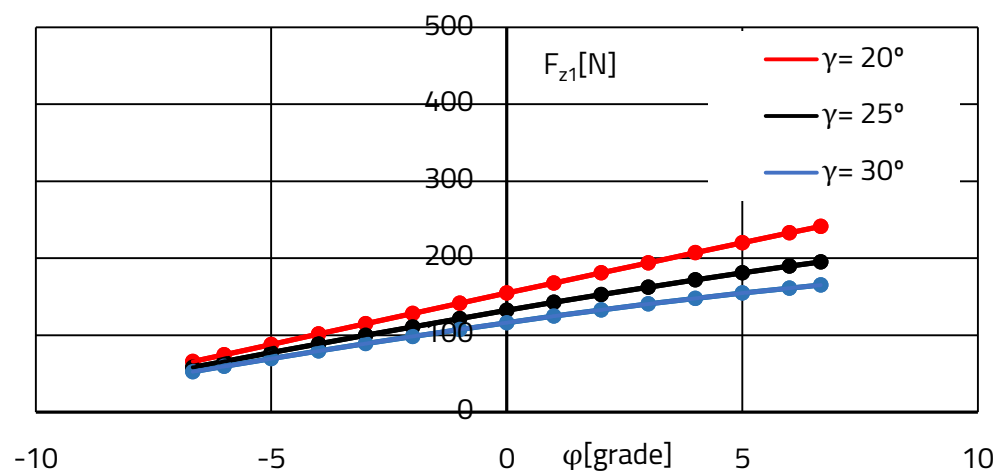


Figura 6.9 Variația forței de contact pentru prima eclisă în contact.

6.2.2 Efectele numărului de dinți

Pentru evidențierea efectelor numărului de dinți a roții de lanț, s-a folosit modelul teoretic prezentat la punctul 6.2.1.

Scăderea sau creșterea numărului de dinți influențează în primul rând amplitudinea unghiului de rotație a ecliselor, la intrarea și la ieșirea acestora din contact cu roțile de lanț.

Această rotație are un efect asupra forțelor care apar între eclisele lanțului dințat și dinții roții de lanț.

Pentru aceleași trei valori a lui γ (20° , 25° , 30°), s-a efectuat câte o comparație pentru componenta forței de tensionare și forța de contact care apar în timpul angrenării pentru $z=27$ și $z=23$ de dinți.

Aceste comparații sunt efectuate în teză pentru prima și a treia eclisă în contact, Pentru prima eclisă sunt prezentate în fig. 6.14 și fig. 6.15,

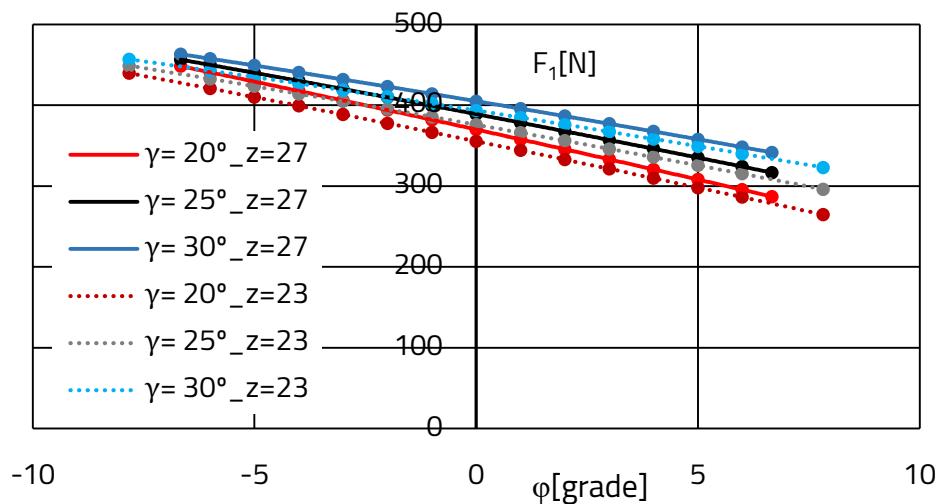


Figura 6.14 Evoluția componentei forței de tensionare pentru $z=27$ și $z=23$, prima eclisă.

Scăderea numărului de dinți de la 27 la 23, are un efect de scădere asupra componentei forței de tensionare transmisă, pe când dacă considerăm forțele de contact acestea prezintă o creștere mai evidentă în cazul primei eclise în contact și mai puțin importantă în cazul următoarelor eclise. Se observă tendințe de scădere (componenta forței de tensionare), respectiv de creștere a forțelor (forța de contact) în cazul ecliselor în contact cu creșterea numărului de dinți, numărul ecliselor care transmit forță este mai mare, ceea ce indică a distribuire a forței de lanț, pe mai multe eclise.

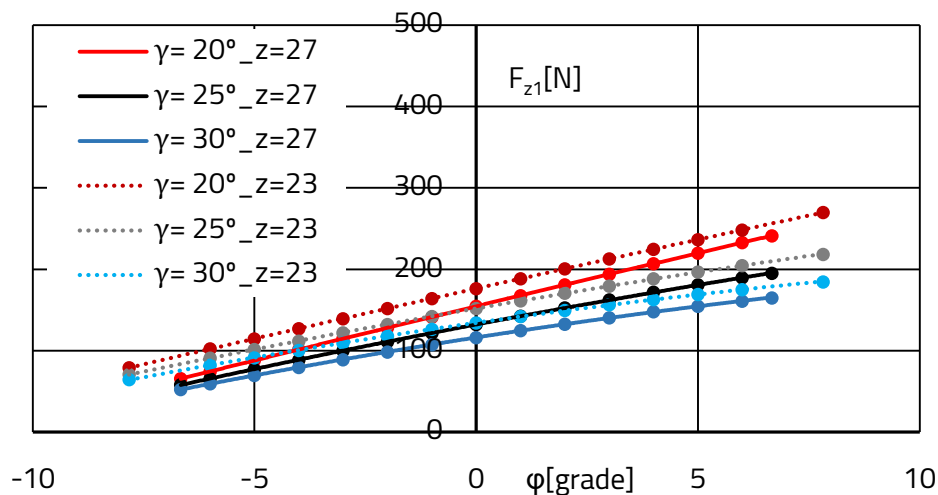


Figura 6.15 Evoluția forței de contact, pentru $z=27$ și $z=23$, prima eclisă.

6.2.3 Efectele forței centrifuge

Pentru a evidenția efectele forței centrifuge asupra forțelor care apar în contactul dintre roata de lanț și lanțul dințat, în modelul teoretic din subcapitolul 6.2.1, vor fi considerate trei valori separate pentru forța centrifugă, începând cu valoarea 0 (fără considerarea forței centrifuge). Pentru o bună

evaluare a efectelor forţele vor fi recalulate pentru două turaţii de 1500 şi 3000 de rot/min, pentru un număr de dinţi de $z=90$. Pentru turaţia de 1500 rot/min, valoarea forţei centrifuge asupra unei singure eclise este de 4.807 N, pe când la turaţia de 3000 rot/min, valoare acestei forţe creşte la 19.230 N. Evoluţia componentei forţei de tensionare şi a forţei de contact cu şi fără efectele forţei centrifuge sunt prezentate în fig. 6.18. respectiv fig. 6.19.

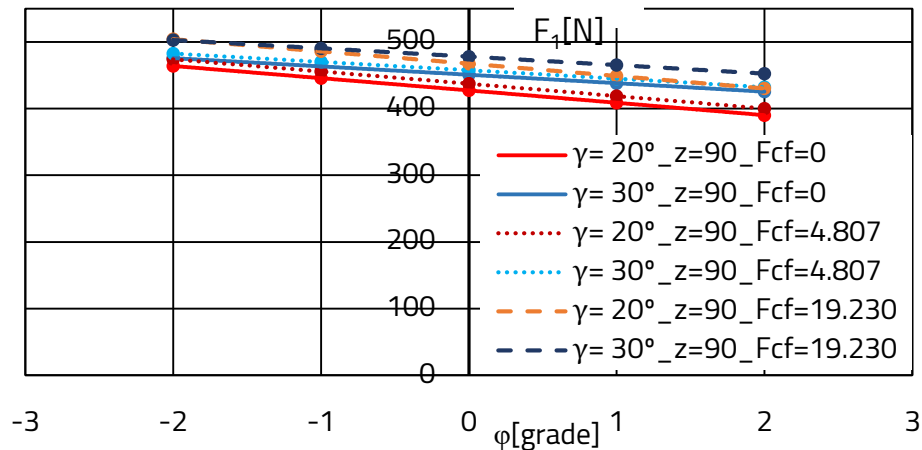


Figura 6.18 Evoluţia componentei forţei de tensionare pentru $z=90$, prima eclisă. Forţa centrifugă are ca şi efect creşterea valorii componentei forţei de tensionare, creând în acest fel tensionare suplimentară a lanţului; pe când forţa din contactul între eclisă şi roată de lanţ prezintă o scădere, faţă de situaţia în care forţa centrifugă nu este luată în considerare. Scăderea forţei de contact are un efect de diminuare a numărului de eclise în contact.

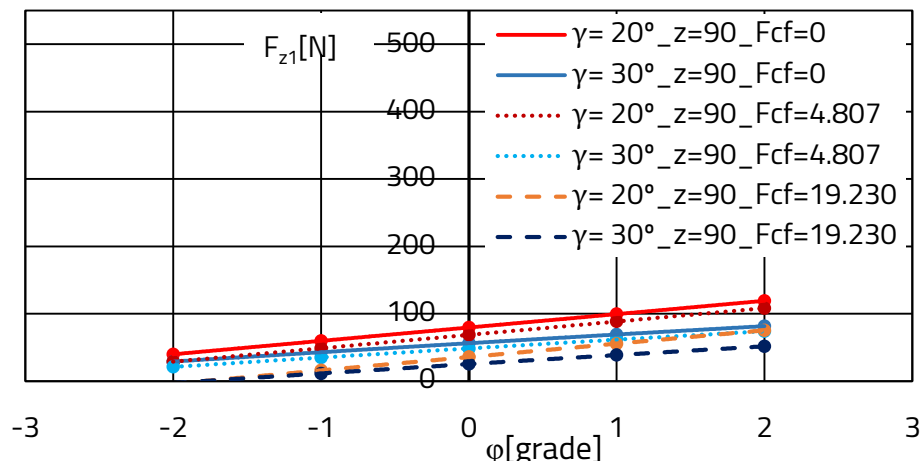


Figura 6.19 Evoluţia forţei de contact, pentru $z=90$, prima eclisă.

6.2.4 Influenţa forţei de frecare

Pentru a evalua modificările pe care le introduce forţa de frecare într-o transmisie cu lanţ dinţat, în modelul teoretic prezentat în subcapitolul 6.2.1 s-a adăugat şi forţa de frecare care apare între bolţ şi eclisă, respectiv eclisă şi roata de lanţ. Aceste forţe vor apărea în ecuaţiile de calcul cu

ajutorul unui unghi de frecare ε (unghiul dintre normala în punctul de contact şi reacţiunea cu frecare), care modifică direcţia de acţiune a forţelor de tensionare şi de contact. Distribuţia forţelor este reprezentată în fig. 6.20.

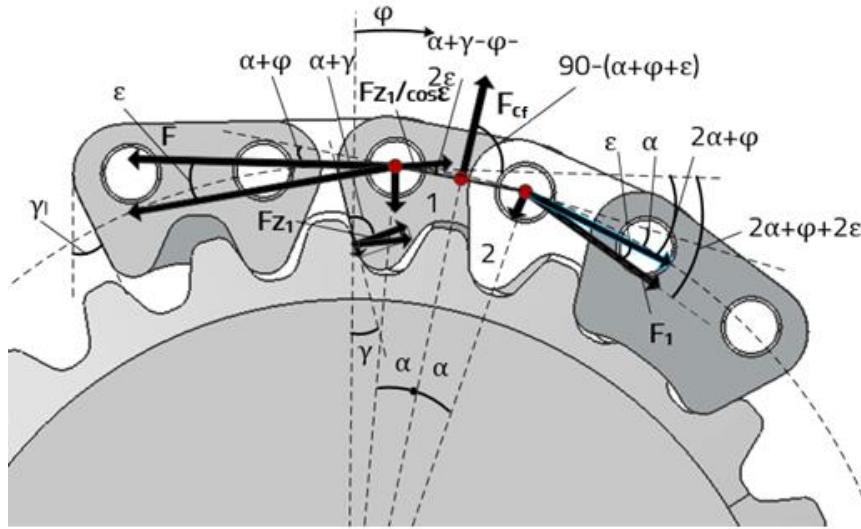


Figura 6.20 Distribuția forțelor ce apar în contactul unui lanț dințat cu o roată de lanț. Asemănător modelului teoretic din subcapitolul 6.2.1, dar incluzând efectele unghiului de frecare se pot scrie ecuațiile componenteii forței de tensionare și cea a forței de contact:

$$F_1 = \frac{F \sin(\alpha + \gamma - \varphi - 2\varepsilon) + F_{cf} \cos \varepsilon \cdot \cos(2\alpha + \gamma - \varepsilon)}{\sin(3\alpha + \gamma)} \quad (6.27)$$

$$F_{z1} = \frac{F_1 \sin(\varphi + 2\alpha + 2\varepsilon) - F_{cf} \cos \varepsilon \cdot \cos(\varphi + \alpha + \varepsilon)}{\sin(\alpha + \gamma - \varphi - 2\varepsilon)} \quad (6.28)$$

Pentru o mai bună înțelegere a modului de a evalua cele două forțe pentru următoarele eclise, fig. 6.21 vine în ajutor unde componenta forței de tensionare pentru prima eclisă F_1 devine forța de tensionare inițială pentru eclisa cu numărul 2. Unghiul relativ între eclisele 1 și 2 este constant.

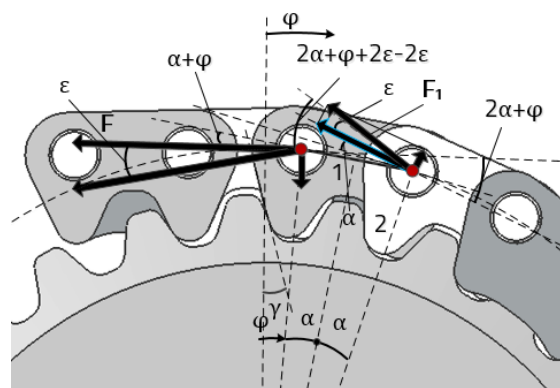


Figura 6.21 Distribuția forțelor pentru următoarea eclisă.

Ecuațiile componenteii de tensionare și de contact, pentru următoarele elemente se pot descrie în următorul fel:

$$F_m = \frac{F_{m-1} \sin(\alpha + \gamma) + F_{cf} \cos \varepsilon \cdot \cos(2\alpha + \gamma - \varepsilon)}{\sin(3\alpha + \gamma)}, \quad (6.29)$$

$$F_{zm} = \frac{F_{m-1} \sin(2\alpha) - F_{cf} \cos \varepsilon \cdot \cos(\varphi + \alpha - \varepsilon)}{\sin(\alpha + \gamma)} \quad (6.30)$$

Rezultatele modelului teoretic au fost calculate pentru o transmisie cu $z=27$ de dinţi, cu trei valori a unghiului de frecare ε (3° , 5° , 7°), corespunzătoare pentru trei valori ale coeficienţilor de frecare μ , o valoare a unghiului de profil $\gamma_1=30^\circ$ şi turaţia sistemului de 5000 rot/min.

Pentru o mai bună reprezentare a forţelor din transmisia cu lanţ dinţat, unde au fost considerate toate forţele, în fig. 6.24 şi fig. 6.25 vor fi reprezentate forţele de tensionare, respectiv de contact, pentru primele 4 eclise concomitent.

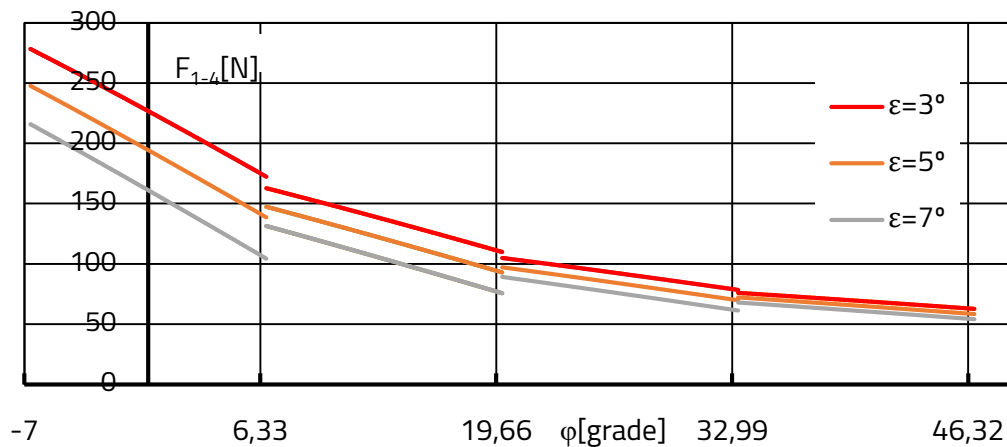


Figura 6.24 Evoluția componentei forței de tensionare pentru primele patru eclise, considerând frecările.

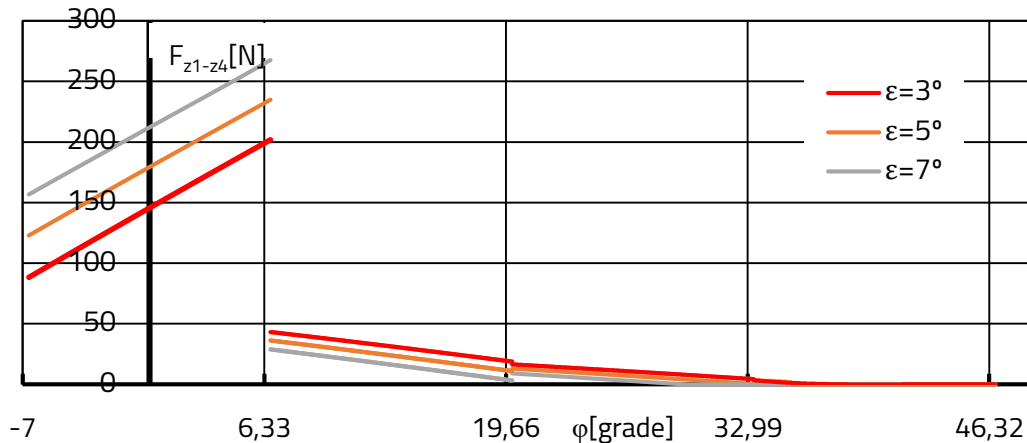


Figura 6.25 Evoluția forței de contact pentru primele patru eclise, considerând frecările.

Ipoteza de bază a acestui model teoretic, care considera că a patra eclisă nu mai transmite forță a fost verificată, așa cum arată și diagrama 6.25.

Valori mai mari ale unghiului de frecare reprezintă valori mai mari a frecării, care are un efect de reducere asupra numărului de eclise în contact pentru a transmite forță.

6.3 MODELUL FRECĂRII

În acest capitol este prezentat un model teoretic, bazat pe dimensiunile reale ale ecliselor și profilului evolventic al dintelui de roata dințată, pentru determinarea pierderilor prin frecare în momentul intrării eclisei în contact cu roata dințată, cu luarea în considerare și a frecării dintre eclisa dințată și dintele roții. După efectuarea măsurărilor experimentale urme de uzură puteau fi găsite, atât pe dinții roții dințate, cât și pe eclisele lanțurilor dințate. Exemple cu aceste urme de uzură pe dinții roții de lanț sunt prezentate, în fig. 6.27 a, în fig. 6.27 b sunt prezentate urme de uzură pe eclisa de mijloc a lanțului dințat LD6.



Figura 6.27. Urme de uzură pe eclisa de mijloc a lanțului LD6, în dreapta eclisă de mijloc, în mijloc și în stânga eclisă de interior.

Aceste urme de uzură pot fi explicate prin mișcarea relativă dintre eclisa lanțului dințat și dintele roții de lanț, cauzată de creșterea de pas a lanțului. Teoretic, la lanțurile dințate, spre deosebire de lanțurile cu bucșe sau role, pasul lanțului trebuie să fie egal cu valoarea nominală luată în considerare la generarea roții de lanț. Din cauza uzurii, la nivelul articulațiilor cilindrice a lanțului, jocul dintre elementele articulației pot fi mărit cu până la 0.1...0.3% din pas per eclisă în cazul unor lanțuri cu bucșe [Tod15]. Pentru lanțul LD8, caracteristica elastică furnizată de producător arată o alungire de 0.6% din pas /za, pentru forță de tensionare de 1500 N.

Având în vedere lipsa de informații legate de nivelul de uzură din articulațiile lanțului dințat se va considera un interval de până la 0.6% din pasul lanțului, abatere posibilă de pas pe eclisă dințată. Pentru a putea studia efectele pasului mărit al lanțului este nevoie de definirea pasului real al lanțului dințat:

$$p_{\text{real}} = p + a + a_i + a_w = p + a_p, \quad (6.31)$$

unde: p este pasul lanțului; a este deviația nominală a lanțului; a_i este deviația datorită tensionării lanțului și a_w este deviația datorată uzurii. Deviația totală a pasului a_p va fi considerată în intervalul:

$$a_p = (0.1...0.6)\% \text{ din } p. \quad (6.32)$$

Datorită acestor uzuri și deviații, intrarea eclisei pe roțile dințate poate fi perturbată în așa fel încât punctul de contact, dintre eclisă și roata de lanț, poate avea o deplasare, de-a lungul dintelui roții de lanț.

6.3.1 Frecarea pe roata de lanţ

Pentru dezvoltarea modelului teoretic a frecării, pe baza schemei prezentate în fig. 6.28, s-au considerat următoarele: se consideră alunecarea unui punct de pe eclisă de-a lungul flancului dintelui roţii. Datorită acestui lucru distanţa parcursă de acest punct cu frecare cu alunecare, considerând modelul prezentat teoretic, va fi redusă puţin. Se presupune totodată că profilul dintelui roţii de lanţ, are un profil liniar în zona de alunecare, pe când în realitate acesta are un profil evolventic, însemnând că distanţa parcursă de punctul de contact considerat în modelul prezentat teoretic va fi puţin mai mare. Pe baza [Jur182] poziţia punctului de contact este definită prin parametrii d_x şi d_z (v. fig. 6.28).

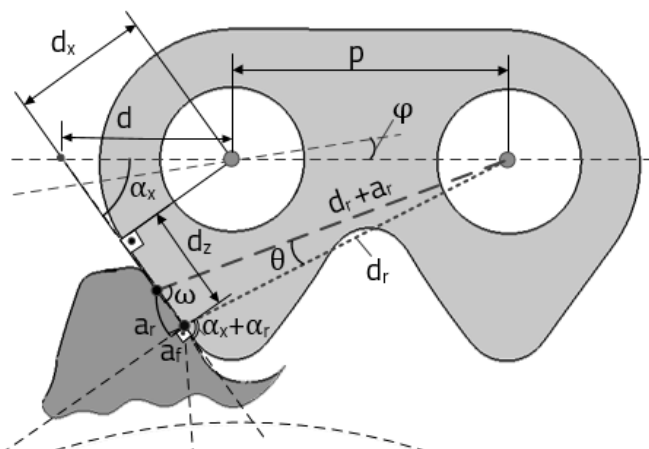


Figura 6.28 Modelul teoretic al deplasării punctului de contact pe roata de lanţ cu efectele uzurii asupra pasului.

După calculele efectuate pentru deviaţia a_f (pe direcţie perpendiculară pe flancul exterior a eclisei), deviaţia a_r (pe direcţia distanţei de la punctul de contact la centrul articulaţiei), în prima fază este nevoie de definirea distanţei dintre centrul boltului şi punctul de contact d_r , urmată de unghiul dintre linia tangentă la cercul care trece prin centrele bolturilor şi linia dintre punctul de contact şi centrul boltului α_r , unghiul ω care se află, între linia tangentă pe flancul exterior a eclisei şi linia care leagă punctul de contact deplasat în urma devierii cu centrul boltului şi unghiul necesar calculării lungimii de arc descris de punctul de contact în timpul deplasării θ_1 ; distanţa parcursă de punctul de contact pe flancul dintelui roţii de lanţ poate fi calculată cu:

$$l_{f_roată} = \frac{\pi(d_r + a_r)\theta_1}{180} . \quad (6.41)$$

Exprimată în procentaj:

$$l_{f_roată}/p\% = l_{f_roată}/p \cdot 100 . \quad (6.43)$$

Lucrul mecanic pierdut prin frecare în punctul de contact prin deplasarea acestuia de-a lungul flancului dintelui roţii de lanţ, la fiecare rotaţie a eclisei cu pasul unghiular, ieşind sau intrând în contact poate fi calculată cu:

$$L_{ap} = \mu F_z l_{f_roată} , \quad (6.44)$$

în care μ este coeficientul de frecare dintre eclisă şi roata de lanţ; F_{z1} reprezintă forţa din contact, dintre dintele roţii şi eclisă.

Pentru o imagine de ansamblu a nivelului frecării dintre eclisă şi roată dinţată se va calcula momentul de frecare din articulaţia cilindrică a eclisei cu bolţ [Jur181]:

$$T_{f_bolt} = \mu d_{bolt} F_1, \quad (6.45)$$

unde: μ reprezintă coeficientul de frecare dintre eclisă şi bolţ (considerat aceeaşi cu coeficientul de frecare dintre eclisă şi roată), d_{bolt} reprezintă diametrul bolţului; F_1 reprezintă forţa din braţul corespunzător a lanţului. Asemănător momentul de frecare dintre eclisă şi roata de lanţ este:

$$T_{f_roată} = \mu F_x \frac{l_{f_roată}}{\theta}, \quad (6.46)$$

în care: θ reprezintă pasul unghiular.

Folosind valori relative ca şi d_x/p şi d_z/p ajută la folosirea rezultatelor acestui studiu pentru a analiza şi alte lanţuri cu pas diferit de cel studiat.

Parametrul d_z care indică poziţia punctului de contact pentru dinţii evolventici, este dependent de numărul de dinţi ai roţii de lanţ şi de deplasarea de profil a roţii.

Figura 6.29 şi fig. 6.30 prezintă efectele poziţiei punctului de contact d_z/p asupra distanţei de frecare şi asupra momentului de frecare care apare în transmisia cu lanţ dinţat.

În figura 6.29 este prezentată dependenţa distanţei de frecare (dependent de pasul lanţului în procentaj) de deviaţia de pas, prezentat în procentaj.

Figura 6.30 prezintă momentele de frecare de la contactul între lanţ şi roata de lanţ, împreună cu momentul de frecare care apare între eclisa lanţului şi bolţul de lanţ; în funcţie de deviaţia de pas.

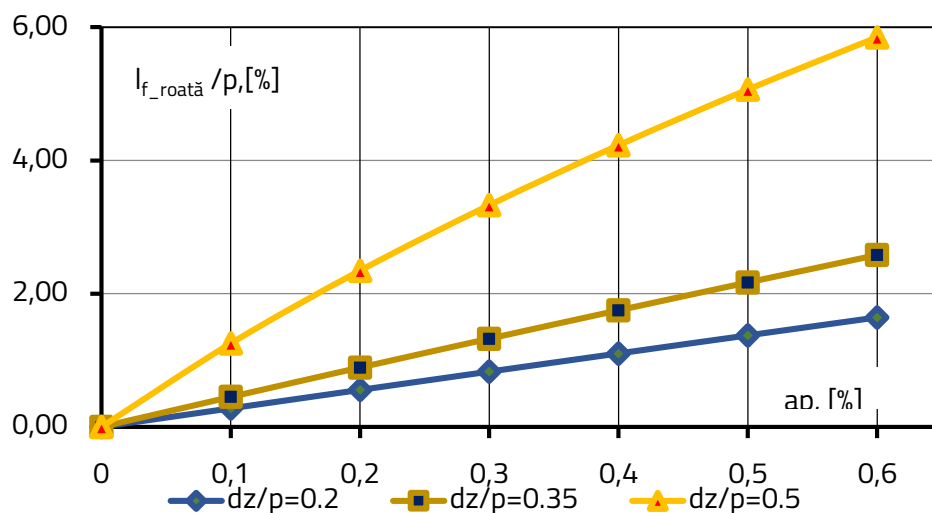


Figura 6.29 Distanţa parcursă cu frecare cu alunecare în funcţie de deviaţia de pas cu efectul poziţiei punctului de contact.

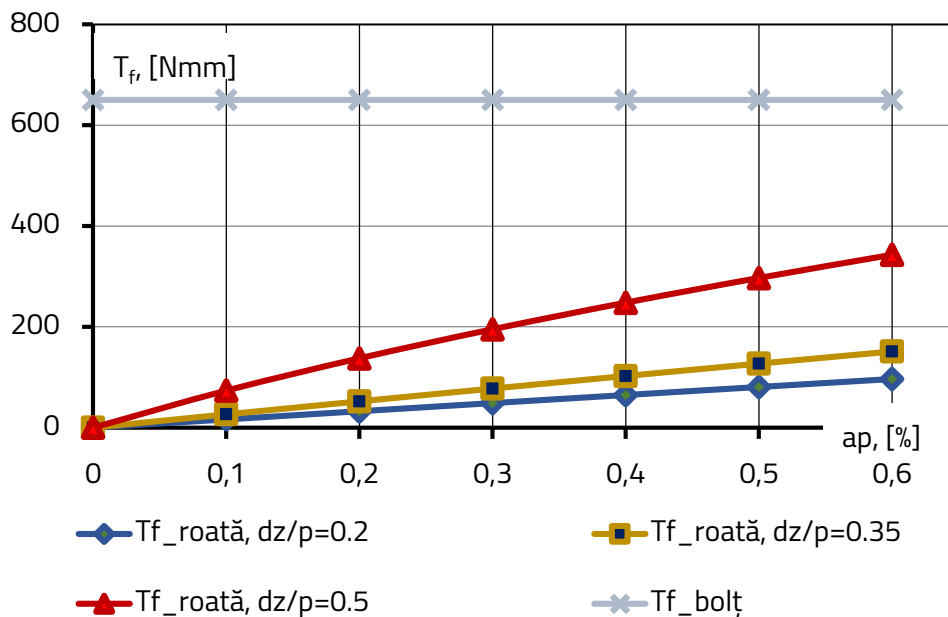


Figura 6.30 Valoare momentului de frecare la nivelul bolțului cu eclisa și la nivelul eclisei cu roata dințată cu efectul poziției punctului de contact.

De asemenea în teză sunt prezentate și efectele dimensiunilor eclisei dințate asupra distanței de frecare și asupra momentului de frecare; evoluția distanței de frecare cu variația unghiului α_x - toate acestea sunt calculate în funcție de deviația de pas exprimată în procente.

6.3.2 Frecarea pe eclisa dințată

Pentru evaluarea alunecării punctului de contact pe eclisa dințată, calculul se bazează pe determinarea poziției punctului de contact, prin cota dz , pentru două faze extreme:

1. Când articulația bolț-eclisă dintre eclisa 1 și eclisa 2 se poziționează perfect în golul dintre dinții roții de lanț și eclisa cu pas mărit p_{real} intră în contact cu flancul dintelui roții de lanț, rezultând o poziție a punctului de contact pe flancul eclisei cu distanța dz_0 determinată cu relația (6.14), cu pasul p_{real} ;
2. După ce eclisa alunecă pe flancul roții de lanț aceasta ajunge în poziția perfectă în golul dinților, corespunzătoare poziției punctului de contact pe flancul eclisei, cu distanța dz determinată (v. subcap. 6.1), relația (6.14) cu pasul nominal p .

Distanța de frecare pe eclisă $l_{f_eclisă}$ rezultă prin diferența $dz_0 - dz$.

În figura 6.36 este prezentată dependența distanței de frecare pe eclisă de deviația de pas, prezentată în procente și calculat pentru trei numere de dinți a roții de lanț ($z=23$, $z=35$, $z=46$).

Odată cu modificarea numărului de dinți și poziția teoretică a punctului de contact (dz) se schimbă. Figura 6.37 prezintă momentele de frecare rezultate pentru alunecarea pe eclisă, pentru cele trei

roţi dinţate, cu diferite numere de dinţi, împreună cu momentul de frecare care apare între eclisa lanţului şi bolţul de lanţ, în funcţie de deviaţia de pas.

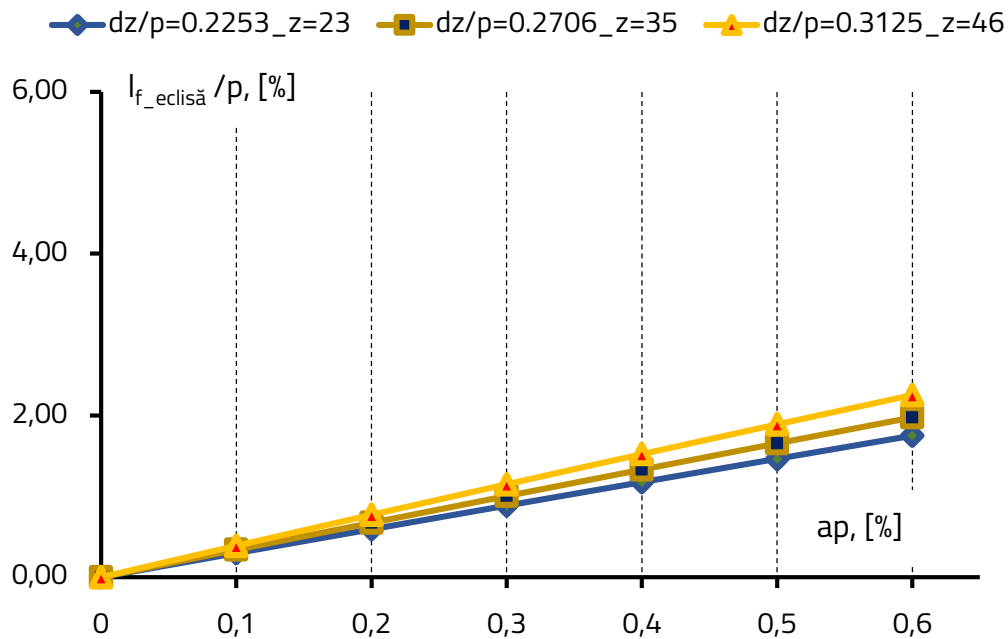


Figura 6.36 Distanţa parcursă cu frecare cu alunecare în funcţie de deviaţia de pas cu efectul poziţiei punctului de contact calculat pentru $z=23$, 35 şi 46 de dinţi.

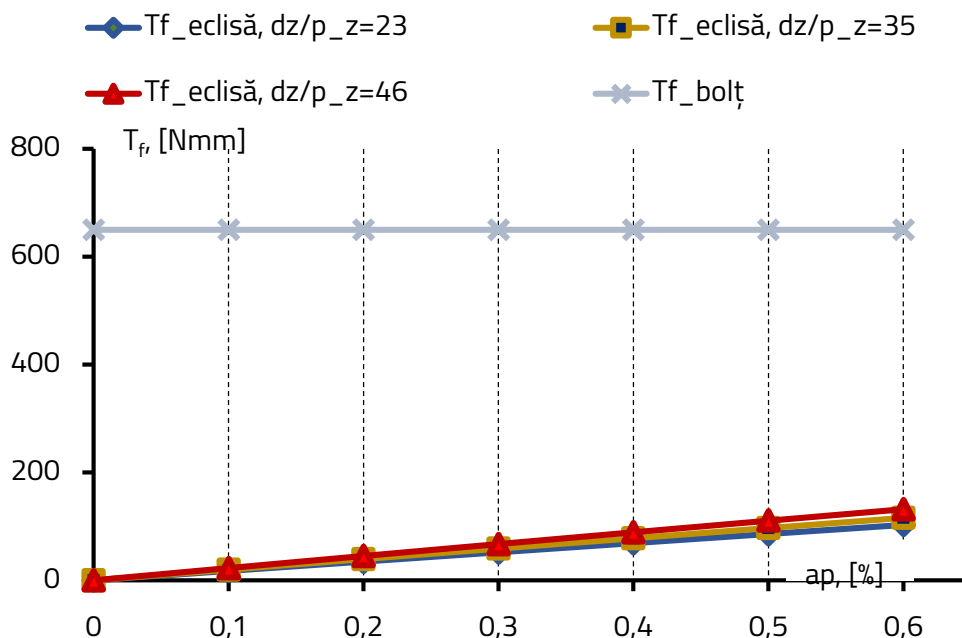


Figura 6.37 Valoare momentului de frecare la nivelul bolţului cu eclisa şi la nivelul eclisei cu roata dinţată cu efectul poziţiei punctului de contact.

7. CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ORIGINALE ȘI VALORIFICAREA REZULTATELOR

7.1 CONCLUZII FINALE

Teza de doctorat este structurată în 7 capitole, bibliografie și anexe.

Capitolul 1 face o scurtă prezentare a transmisiilor prin lanț, în general. De asemenea prezintă stadiul actual al cercetărilor frecărilor din transmisii prin lanț și obiectivele tezei.

În capitolul 2, pe baza măsurărilor experimentale a momentelor de frecare pentru transmisia etalon cu raport de transmitere $i=1$, rezultă că momentele de frecare din rulmenții arborelui de intrare și de ieșire au o tendință de creștere cu creșterea turației, pe când cu creșterea temperaturii uleiului lubrifiant, momentul de frecare din rulmenți, are o tendință de scădere la turații și forțe de tensionare constante.

Momentul de frecare din lanțurile dințate este influențat de turația arborilor, de modificarea temperaturii uleiului de lubrifiere, de forța de pretensionare, cât și de parametrii geometrici ai lanțurilor.

Rezultatele experimentale confirmă dependența importantă a pierderilor prin frecare de forța de tensionare și mai puțin de turație. Pe baza comparării rezultatelor experimentale de la LD6 și LD8 se poate observa influența parametrilor geometrici diferiți (diametrul bolțului este de primă importanță) de la cele două lanțuri. Având diametrul bolțului mai mare, lanțul LD8 prezintă pierderi mai mari decât lanțul LD6.

Demonstrarea experimentală că frecarea crește cu creșterea temperaturii uleiului care unge lanțul poate conduce la optimizarea acestor transmisii - organizarea circuitului de ungere astfel încât uleiul răcit să ajungă mai întâi la lanț și apoi la celelalte sisteme (lagăre, cilindri).

Modelul teoretic cu coeficientul de frecare ales, de $\mu=0.1$ prezintă o aproximare foarte bună a rezultatelor experimentale atât la LD6 cât și la LD8 la temperatură de 40°C și forță de tensionare mică, de 0.5 kN, pe când cu creșterea forței de tensionare și a temperaturii uleiului de ungere a lanțului, modelul teoretic prezintă valori mai mici decât cele experimentale.

Coeficienții de frecare rezultați din suprapunerea valorilor teoretice cu cele experimentale sunt relativ mari pentru condițiile de ungere existente, pentru LD6 este aproximativ 0.14 la temperatură de 40°C și 0.155 la temperatura de 115°C; pe când pentru LD8 este aproximativ 0.15 la 40°C și 0.16 la 115°C. Acest lucru indică faptul că trebuie să se țină cont în modelul teoretic și de alte frecări - frecarea eclisa-roata de lanț.

Compararea modelului teoretic cu rezultatele experimentale indică o creștere a coeficientului de frecare teoretic cu forța din articulațiile lanțului. Conform curbei Stribeck, creșterea coeficientului

de frecare cu forţa indică frecare limită sau mixtă cel puţin predominantă în articulaţii. Aceeaşi concluzie rezultă şi din faptul că la creşterea de temperatură a uleiului (scădere de vâscozitate) a fost măsurată o creştere a momentelor de frecare (coeficient de frecare) în aceleaşi condiţii de tensionare şi viteză (turaţie). În ceea ce priveşte influenţa vitezei, frecarea limită sau mixtă explică scăderea momentelor de frecare cu turaţia, la turaţii mici. Creşterea momentelor de frecare cu turaţia, la turaţii mari, trebuie explicată pe baza altor fenomene, unul fiind creşterea tensionării lanţului datorată efectului forţei centrifuge.

Capitolul 3 prezintă pentru început, o comparaţie între rezultatele experimentale de la transmisia etalon cu $i=1$ cu rezultatele măsurătorilor pe transmisia cu $i=2$, în urma căreia se poate observa o scădere semnificativă a momentului de frecare în cazul $i=2$ faţă de $i=1$. Acest lucru se poate explica prin reducerea momentelor de la arborele de ieşire la cel de intrare (prin împărţire la 2).

Similar transmisiei cu $i=1$, în cazul transmisiei cu $i=2$, momentul de frecare creşte cu creşterea forţei de tensionare.

Rezultatele modelului teoretic dezvoltat pentru $i=2$ [Jur181] la temperatura de 40°C prezintă o aproximare bună a rezultatelor experimentale la forţe de tensionare 0.5, 1, 2 kN, pe când la forţa de tensionare de 3 kN modelul teoretic prezintă valori mai mari decât cele experimentale.

La temperatura de funcţionare normală a unui motor cu ardere internă de aproximativ 90°C modelul teoretic aproximează foarte bine rezultatele experimentale la toate turaţiile şi la toate forţele de tensionare.

În capitolul 4, rezultatele aplicării unui model teoretic simplificat pentru evaluarea peliculei de lubrifianţ pentru articulaţia bolţ-eclisă a lanţului LD6 au arătat că valoarea maximă a presiunii este limitată la 28 MPa, ceea ce arată că teoria ungerii hidrodinamice a fost aplicată corect, nefiind necesar aplicării teoriei ungerii elasto-hidrodinamice. Pe baza [Lat14] condiţiile normale de funcţionare a acestor articulaţii sunt la turaţii de n (500rot/min...5000rot/min), cu forţe normale de F (100N...1500N) – valorile reduse a stratului de lubrifianţ indică imposibilitatea obţinerii condiţiilor de ungere elasto-hidrodinamică. Rezultatele arată ungere limită în contactul eclisei cu bolţul. Ungerea mixtă poate fi obţinută doar la turaţiile cele mai mari şi forţele de tensionare cele mai mici.

În urma celor prezentate în capitolului 5 a reieşit că forţa F_c care contribuie la echilibrarea forţei centrifuge este compusă dintr-o componentă care contribuie la o tensionare suplimentară a lanţului şi o componentă care destinde arborele de intrare şi ieşire. Sarcina din efectul forţei centrifuge care acţionează pentru tensionarea suplimentară a lanţului este mai mică decât componenta F_c calculată, dependent de rigiditatea lanţului şi a suporturilor.

Modelul teoretic este validat experimental prin teste pe lanţul LD8 . La număr de zale de 64, până la turaţia de 2000-2200 rot/min, modelul teoretic aproximează bine rezultatele experimentale, atât pentru forţa de 1 kN cât şi pentru cea de 3 kN, pe când, în cazul numărului de zale de 110, modelul teoretic aproximează bine rezultatele experimentale pe toată plaja de turaţie considerată, atât pentru forţa de 1 kN cât şi pentru cea de 3 kN. Diferenţele de 5% între valorile calculate şi

măsurate a forţei centrifuge pot datora în principal preciziei reduse de măsurare a rigidităţii elementelor.

S-a constatat că în cazul blocării suporturilor arborilor rigiditatea acestora creşte de până la 5 ori, ceea ce înseamnă o creştere a coeficientului de repartiţie pe suporturi de până la 3.5 ori - acesta se traduce prin faptul că doar aproximativ 15% din valoarea forţei centrifuge alungeşte lanţul.

Principalele concluzii ale capitol 6 sunt prezentate în continuare.

Pentru roţile de lanţ evolventice, coeficientul deplasării de profil necesar x are o tendinţă de creştere cu creşterea numărului de dinţi şi cu scăderea distanţei dx . Acest lucru arată posibile probleme legate de subţărirea dinţilor roţilor de lanţ la numere de dinţi mici ale acestora şi la eclise cu dimensiuni mari dx . Totodată coeficientul deplasării de profil necesar, creşte cu creşterea unghiului de profil a dinţilor eclisei; valorile unghiului de profil exterior a eclisei, care pot fi considerate viabile, se află într-un interval relativ restrâns (valoarea de 55° este măsurată pe eclisa lanţurilor testate, iar dacă valoarea ar fi fost cu $2-3^\circ$ mai mare sau mai mică, modelul propus nu mai era viabil). Acest lucru arată importanţa alegerii corecte a acestui unghi. Dacă acest unghi nu se află în interval, datorită efectului important asupra coeficientului deplasării de profil al roţii se poate ajunge ca roţile dinţate cu dinţi evolventice să nu poată fi executate.

De asemenea s-a observat, în urma comparării modulelor primitive cu cele standardizate, că există o diferenţă care poate contribui la modificările parametrilor roţilor, creând deplasări de profil exagerat de mari sau cu efect de subţiere; pentru a avea o pereche optimă de roată dinţată, lanţ dinţat, deplasarea de profil trebuie aleasă cu mare grijă, chiar cu o mică abatere, eclisa dinţată poate avea o deplasare nedorită pe flancul dintelui roţilor, ceea ce duce la o frecare suplimentară în sistem. Acest lucru se poate observa chiar şi prin verificări vizuale a contactului dinţilor roţilor dinţate şi dinţilor ecliselor dinţate.

Parametri ca unghiul de profil al eclisei şi coeficientul deplasării de profil au influenţe directe semnificative asupra poziţiei punctului de contact.

Analiza teoretică a distribuţiei forţelor din contactul eclisei dinţate cu roata dinţată arată că forţa transmisă prin lanţ este preluată de mai multe zale, respectiv, dinţi de roată dinţată. Asupra numărului de zale în contact, care preiau forţa din lanţ, unghiul de profil are următorul efect: cu creşterea unghiului de profil al eclisei, creşte numărul de dinţi care preiau forţa din lanţ, cu scăderea unghiului de profil, scade numărul zalelor care transmit forţă.

Scăderea numărului de dinţi ai roţii dinţate reduce valoarea componentei de tensionare, pe când forţa de contact creşte la nivelul contactului primei eclise cu roata dinţată. Odată cu creşterea numărului de dinţi, numărul ecliselor care transmit forţă creşte, ceea ce înseamnă o distribuţie mai bună a forţei din lanţ.

Studiul efectului forţei centrifuge asupra lanţului confirmă cele prezentate în capitolul 5; acesta introduce o tensionare suplimentară în lanţ, măbind valoarea componentei de tensionare; în acelaşi timp componenta forţei de contact, prezintă o scădere cu creşterea forţei centrifuge.

Ipoteza de bază a modelului teoretic, considerând forţele din contactul eclisei cu roata dinţată, care considera că a patra eclisă nu transmite forţă a fost verificată, așa cum arată fig. 6.25. Valorile mari a unghiului de frecare reprezintă valori mai mari a frecării, contribuind la reducerea numărului de eclise care transmit forţa din lanţ.

Modelul teoretic al frecării lanţ – roată de lanţ permite determinarea lungimii de alunecare pe flancul dintelui roţii de lanţ, pentru care rezultă dependenţa de poziţia iniţială a punctului de contact, de dimensiunile eclisei dinţate şi de numărul de dinţi. Cel mai important efect asupra frecării îl are poziţia iniţială a punctului de contact.

Alunecarea pe flancul eclisei este modelată separat rezultând, de asemenea, dependenţa de poziţia iniţială a punctului de contact şi de dimensiunile eclisei dinţate. Rezultă valori sensibil mai mari decât la alunecarea pe flancul eclisei. Alunecările pe dinte, respectiv pe eclisă au loc în sensuri opuse, ceea ce conduce la ideea absenţei rostogolirii.

Reprezentarea pe aceeaşi grafic a momentului de frecare rezultat dintre bolţ şi eclisă cu momentul de frecare calculat dintre eclisă şi roata dinţată (separat alunecare pe dinte şi pe eclisă), ajută la o mai bună înţelegere a situaţiei frecării dintr-o transmisie cu lanţ dinţat.

Conform rezultatelor teoretice, prin considerarea aceluiaşi coeficient de frecare bolţ-eclisă, respectiv, roată dinţată-eclisă, frecarea ce apare între eclisă şi roata dinţată poate depăşi jumătate din frecarea ce apare între eclisă şi bolţ, deci trebuie luată în considerare.

7.2 CONTRIBUTII ORIGINALE

Capitolul 1

- Analiza critică a stadiului actual al cercetărilor frecărilor din transmisii prin lanţ.

Capitolul 2

- Dezvoltarea programului de testare şi efectuarea măsurărilor experimentale a momentelor de frecare în cazul lanţurilor dinţate LD6 şi LD8 în diferite condiţii de funcţionare, urmată de trasarea şi interpretarea graficelor variaţiei momentelor de frecare, pe baza rezultatelor experimentale de la rulmenţi la diferite temperaturi, diferite forţe de tensionare şi temperaturi a uleiului lubrifiant.
- Trasarea şi interpretarea diagramelor momentelor de frecare atât individual, cât şi comparativ a lanţurilor LD6 şi LD8 pe baza rezultatelor experimentale, pentru diferite temperaturi a uleiului lubrifiant de 40-90-115 °C, pentru diferite condiţii de tensionare de 0.5, 1, 2, 3 kN şi pentru diferite turaţii a transmisiei prin lanţ dinţat, de 500, 1000, 1800, 3000, 5000 rot/min.
- Compararea rezultatelor experimentale pentru cele două lanţuri, în diferite condiţii de funcţionare, pentru evidenţierea diferenţelor datorate parametrilor geometrici.

- Dezvoltarea şi aplicarea unui model teoretic pentru evaluarea momentului de frecare datorat articulaţiilor lanţului, pentru raport de transmitere $i=1$ şi evidenţierea diferenţelor între rezultatele modelului teoretic şi cele experimentale pentru fiecare tip de lanţ, la diferite condiţii de funcţionare şi formularea unei concluzii legate de prezenţa de frecare limită sau mixtă cel puţin predominantă în articulaţii.

Capitolul 3

- Efectuarea măsurărilor experimentale a momentelor de frecare în cazul lanţurilor dinţate pentru LD6 în diferite condiţii de funcţionare la $i=2$, urmată de realizarea şi interpretarea diagramelor momentelor de frecare în cazul $i=2$, a lanţului LD6 pe baza rezultatelor experimentale, pentru diferite temperaturi a uleiului lubrifiant de 40-90°C, pentru diferite condiţii de tensionare de 0.5, 1, 2, 3 kN şi pentru diferite turaţii a transmisiei prin lanţ dinţat, de 500, 1000, 1800, 3000, 5000 rot/min.
- Dezvoltarea şi aplicarea modelului teoretic pentru aproximarea momentului de frecare la diferite condiţii de funcţionare, pentru raport de transmitere $i=2$, în funcţie de momentul de frecare măsurat pentru transmisia etalon cu raport de transmitere $i=1$.
- Validarea modelului teoretic de benchmarking prin determinări experimentale pentru fiecare tip de lanţ, la diferite condiţii de funcţionare.

Capitolul 4

- Aplicarea modelului Ocvirck articulaţiei eclisă dinţată-bolţ din lanţul dinţat LD6, rezolvarea numerică şi interpretarea rezultatelor pentru evaluarea teoretică a condiţiilor de ungere şi frecare în articulaţia lanţurilor dinţate.

Capitolul 5

- Dezvoltarea modelului teoretic pentru evaluarea efectului forţei centrifuge asupra întinderii suplimentare a lanţului, respectiv destinderii arborilor, cu luarea în considerare a rigidităţii elementelor transmisiei prin lanţ.
- Dezvoltarea procedurii de testare şi realizarea măsurărilor experimentale pentru a evidenţia efectul forţei centrifuge asupra încărcării elementelor transmisiei prin lanţ şi a valida modelul teoretic propus.

Capitolul 6

- Dezvoltarea unui model teoretic aplicat transmisiei cu lanţ dinţat pentru evaluarea efectelor variaţiei parametrilor eclisei dinţate asupra coeficientului deplasării de profil a roţii de lanţ, la roţi evolventice de lanţ, urmată de trasarea şi interpretarea diagramelor unde parametri de bază ai eclisei prezintă influenţe asupra coeficientului deplasării de profil sau poziţiei punctului de contact dinte-eclisă.
- Realizarea modelului teoretic de distribuţie a forţelor din contactul între eclisele lanţului dinţat şi roata dinţată, de asemenea, realizarea şi interpretarea diagramelor care tratează

atât efectele numărului de dinţi, influenţa forţei centrifuge cât şi influenţa forţei de frecare dintre eclisă şi roata dinţată.

- Dezvoltarea unui model teoretic al frecării dintre eclisă şi roata de lanţ, bazat pe determinarea deplasării punctului de contact între flancul dintelui şi eclisă în urma deviaţiei de pas, cu tratarea separată a alunecării de-a lungul flancului dintelui, respectiv de-a lungul flancului eclisei, cu analiza influenţelor poziţiei iniţiale a punctului de contact şi a dimensiunilor eclisei dinţate.
- Nu în ultimul rând, realizarea comparaţiei între valoarea momentelor de frecare rezultate teoretic din contactul eclisă-bolţ şi din contactul eclisă-roată dinţată pentru formularea unor concluzii privind atenţia care trebuie acordată frecării eclisă-roată de lanţ.

7.3 VALORIFICAREA REZULTATELOR

O parte din cercetările din cadrul acestei teze de doctorat au fost realizate în perioada participării în grupul de cercetare, în cadrul contractului de cercetare Schaeffler - "Chain Drive System Dynamic Tribology II". Valorificarea rezultatelor s-au făcut prin publicarea a 12 lucrări ştiinţifice indexate ISI şi BDI:

1. Velicu, R., **Jurj, L.**, Short plane bearings lubrication applied on chain joints, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXV, (XV) Oradea, p. 19-22, ISSN 1583-0691(e), 2016.
2. Velicu, R., Săulescu, R., **Jurj, L.**, Contact point of bush-sprocket tooth depending on pitch differences of bush chain transmissions. 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 147, 2016.
3. **Jurj, L.**, Velicu, R., Short plane bearings lubrication applied on silent chain joints, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 9 (58) Special Issue No.2 – 2016 Series I - Proceedings of the IXTH International Conference on Product Design, Robotics, Advanced Mechanical & Mechatronic Systems and Innovation – PRASIC, November 10-11, Brasov, p.163-168, ISSN 2065-2119, 2016.
4. Velicu, R, Jurj, L., Săulescu, R., Influence of profile angle on forces distribution on silent chain transmission, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXVI (XVI), p.23-26, 2017.
5. **Jurj, L.**, Săulescu, R., Velicu, R., Sprocket – silent chain force distribution with the influence of friction, Current Solutions in Mechanical Engineering (ICOME 2015), Trans Tech Publications Ltd. Switzerland Craiova, Applied Mechanics and Materials, vol. 880, pp. 21-26, 2018.
6. **Jurj, L.**, Velicu, R. Influence of number of teeth and centrifugal force on forces distribution on silent chain transmissions, 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and

- Engineering, Iasi, 2017, published in: Mechanisms and Machine Science, 57, pp. 507-514, 2018.
7. **Jurj L**, Velicu, R., Săulescu R., Geometry of silent chain – involute sprocket, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Oradea, 2018, MATEC Web of Conferences 184, 02003 (2018), Annual Session of Scientific Papers IMT ORADEA 2018.
 8. **Jurj L**, Velicu, R. On the benchmarking of friction in timing chains, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Oradea, 2018, MATEC Web of Conferences 184, 02002 (2018) Annual Session of Scientific Papers IMT ORADEA 2018.
 9. **Jurj, L.**, Velicu, R., Lateş, M.,T., Geometry influence on silent chain – sprocket friction, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Proceedings of the XTH International Conference on Product Design, Robotics, Advanced Mechanical & Mechatronic Systems and Innovation – PRASIC, November 8-9, Brasov, 2018.
 10. Velicu, R., **Jurj, L.**, Săulescu R., On the Centrifugal Effect on the Load of Chain and Belt Transmissions, Applied Mechanics and Materials, Vol. 880, pp. 3-8, 2018.
 11. Velicu, R., Saulescu, R., **Jurj, L.** Influence of chain pitch increase on bush-sprocket contact for bush chain drives, Mechanisms and Machine Science, 57, pp. 515-522, 2018.
 12. Lateş, M.,T., Velicu, R., Jurj, L. Influence of pitch and exploitation on the frictional behaviour of the silent chains. Journal of Automotive Engineering, Acceptat pentru publicare: DOI: 0.1177/0954407019868602, 2019. – Revista ISI, factor de impact 1.275.

7.4 DIRECȚII DE CERCETARE

Rezultatele cercetărilor prezentate în această lucrare arată că trebuie acordată o atenție mărită frecării dintre lanțul dințat și roțile de lanț de lanț. De aceea se deschid noi direcții de cercetare:

- Dezvoltarea de echipamente de testare care să permită măsurarea frecării dintre lanțul dințat și roata de lanț;
- Analiza experimentală a influenței parametrilor care determină distribuția sarcinilor dintre lanț și roata de lanț asupra mărimii frecărilor;
- Optimizarea tribologică a suprafeței flancurilor ecliselor și a dinților roților de lanț.

BIBLIOGRAFIE (selecție)

- Bel06 Belmer, S., Fink, T., Timing Drives for Internal Combustion Engines. MTZ, 2006.
- Bin56 Binder, R. C., Mechanics Of The Roller Chain Drive, Englewood Cliffs, N. J. Prentice-Hall Inc, 1956.
- Fin11 Fink, T., Holger B., Friction reduction potentials in chain drives, MTZ, Vol. 72, 2011.
- Fri95 Fritz, P., Pfeiffer, F., Dynamics of high speed roller chain drives, ASME, Design Engineering Division DE, p. 151-200, 1995.
- Gum12 Gummer, A., Sauer, B. Influence of Contact Geometry on Local Friction Energy and Stiffness of Revolute Joints, în: ASME Journal of Tribology, Vol.134, Issue 2. doi:10.1115/1.4006248, 2012.
- Goe86 Goenka, P. K. K.P. Oh, "An Optimum Short Bearing Theory for the Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings," Transaction of ASME Series F, Journal of Tribology 108, pp. 294-299, 1986.
- Han75 Handra-Luca, V., Organe de maşini şi Mecanisme, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1975.
- Hip05 Hippmann, G., Arnold, M., Schittenhelm, M., Efficient simulation of bush and roller chain drive, Multibody Dynamics, Eccomas, Madrid, Spain, p. 1-18, 2005.
- Hor71 Horovitz, B., Minoiu, I., Gheorghiu, N., s.a., Transmisii şi variatoare prin curele şi lanţuri, Editura Tehnica Bucureşti, Bucureşti, 1971.
- Hya01 T. Hyakutake, M. Inagaki, M. Matsuda, N. Hakamada, Y. Teramachi, "Measurement of friction in timing chain," JSAE Review 22:5, 2001.
- Jul05 Jula, A., Chisu, E., Lates, M. T., Organe de maşini şi Transmisii mecanice, Editura Universităţii Transilvania, Braşov, ISBN 978-973-635-444-1, 2005.
- Jul06 Jula, A., Chisu, E., Lateş, M., Mecanisme şi transmisii mecanice, Editura Universităţii Transilvania din Braşov, 2006.
- Jur162 **Jurj, L.,** Velicu, R. Short plane bearings lubrication applied on silent chain joints, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 9 (58) Special Issue No.2 – 2016 Series I - Proceedings of the IXTH International Conference on Product Design, Robotics, Advanced Mechanical & Mechatronic Systems and Innovation – PRASIC, November 10-11, Brasov, p.163-168, ISSN 2065-2119, 2016.
- Jur171 **Jurj, L.,** Saulescu, R., Velicu, R. Sprocket – silent chain force distribution with the influence of friction, Current Solutions in Mechanical Engineering

- (ICOME 2015), Trans Tech Publications Ltd. Switzerland Craiova, 2017, Applied Mechanics and Materials, vol. 880, pp. 21-26, 2018.
- Jur172 **Jurj, L., Velicu, R.,** . Influence of number of teeth and centrifugal force on forces distribution on silent chain transmissions, 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Iasi, published in: Mechanisms and Machine Science, 57, pp. 507-514, 2017.
- Jur181 **Jurj, L., Velicu, R.,** On the benchmarking of friction in timing chains, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Oradea, 2018, MATEC Web of Conferences 184, 02002 (2018) Annual Session of Scientific Papers IMT ORADEA 2018.
- Jurj182 **Jurj L, Velicu R and Radu Saulescu** 2018 Geometry of silent chain – involute sprocket, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Oradea, 2018, MATEC Web of Conferences 184, 02003 (2018), Annual Session of Scientific Papers IMT ORADEA 2018.
- Jur183 **Jurj, L., Velicu, R., Lateş, M.,T.,** Geometry influence on silent chain – sprocket friction, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Proceedings of the XTH International Conference on Product Design, Robotics, Advanced Mechanical & Mechatronic Systems and Innovation – PRASIC, November 8-9, Braşov2018.
- Kim90 Kim, M. S., Johnson, E.G. Mechanics of Roller Chain-Sprocket Contact. Design Laboratory, Mechanical Engineering, and Applied Mechanics. Ed. Ann Arbor University of Michigan. MI 48109-2125,1990.
- Lat12 Lateş, M. T., Bush chains design process, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XI (XXI), nr.2, pp.2.51-2.55, 2012.
- Lat16 Lateş, M. T., Papuc, R., Gavrilă, C. C., Tribological modelling of the normal forces distribution on the toothed chain links Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering 14 (24) pp 97-102, 2016.
- Nie75 Niemann, G., Maschinen elemente. Band. II. Springer Verlag, Berlin, 1975.
- Nov07 Novotny, P., Pistek, V., MBS Simulation of chain drive, Engine and Vehicle Technologies II, Cehia, 2007.
- Ocv52 Ocvirk, F. W. and Dubois, G.B., Short Bearing Approximation for Full Journal Bearings, NACA TN 2808, 1952.
- Ola02 Olaru, D., Elemente de lubrificaţie, Editura Gheorghe Asachi Iaşi, Iaşi, 2002.
- Ser09 Sergeev, S.A., Moskalev, D.V., Parametric Optimization of Chain-Transmission Sprockets, în: Russian Engineering Research, Vol. 29, Nr. 5, p.452–455. ISSN 1068-798X, 2009.



- Sta01 Stachowiak, G. A., Engineering Technology. Ed. Butterworth- Heinemann, 2nd edition, Woburn, USA. ISBN 0-7506-7304-4, 2001.
- Tod113 Todi-Eftimie, A. L., Velicu, R., Săulescu, R., Jaliu, C., Geometric modelling of power joints from bush chain drives, în: The 11-th IFToMM Intl. Symposium of Science of Mechanisms and Machines Vol.18, p.471-479. Ed. Ion Visa. ISBN 978-3-319-01844-7, ISSN2211-0987, 2013.
- Tod213 Todi-Eftimie, A. L., Eftimie, L., Influence of the contact sliding surface shape on wear development during reciprocating movement. Metalurgia International ,Vol. 18, Issue 5, p. 159-162, 2013.
- Tod313 Todi-Eftimie, A. L., Velicu, R., Săulescu, R., Jaliu, C., Bearing Friction vs. Chain Friction for Chain Drives. Advanced Materials Research, Vol.753-755, ICAEMT Conference, pp.1110-1113, ISSN: 1022-6680, 2013 .
- Tod15 Todi-Eftimie, A., Lucrare de doctorat: Studiul teoretic şi experimental al pierderilor prin frecare din transmisia prin lanţ cu bucşe. Universitatea Transilvania din Braşov, 2015.
- Vel13 Velicu, R., Lateş, M. T., Săulescu, R., Todi-Eftimie, A. L., Theoretical and experimental study of friction in bearing mountings." IBERTRIB2013, VII Iberian Conference on Tribology, 2013.
- Vel16 Velicu, R., **Jurj, L.**, Short plane bearings lubrication applied on chain joints, Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXV, (XV) Oradea, p. 19-22, ISSN 1583-0691(e), 2016.
- Vel162 Velicu, R., Săulescu, R., **Jurj, L.** Contact point of bush-sprocket tooth depending on pitch differences of bush chain transmissions. 7th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 147, 2016.
- Vel17 Velicu, R., **Jurj, L.**, Săulescu, R., Influence of profile angle on forces distribution on silent chain transmission, Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume XXVI (XVI), p.23-26, 2017.
- Vel181 Velicu, R., **Jurj, L.**, Săulescu, R., On the Centrifugal Effect on the Load of Chain and Belt Transmissions, Applied Mechanics and Materials, Vol. 880, pp. 3-8, 2018.
- Vel182 Velicu, R., Săulescu, R., **Jurj, L.**, Influence of chain pitch increase on bush-sprocket contact for bush chain drives, Mechanisms and Machine Science, 57, pp. 515-522, 2018.

REZUMAT

Cercetări teoretice şi experimentale asupra frecării din lanţurile dinţate

Doctorand: ing. Jurj Lenard

Coord. ştiinţific: prof. dr. ing. Radu Velicu

Obiectivul principal al tezei se referă la îmbunătăţirea modelului teoretic pentru evaluarea frecărilor din transmisiile prin lanţ dinţat, pe baza unor evaluări experimentale. Pentru atingerea acestui obiectiv este necesară identificarea condiţiilor de frecare, realizarea de măsurători experimentale pe transmisia etalon, cu raport de transmitere de $i=1$, două dimensiuni de lanţ – propunerea unui mod de utilizare a acestor rezultate pentru caracterizarea transmisiei cu raport de transmitere de $i=2$ (situaţie funcţională în sistemul de distribuţie a motoarelor cu ardere internă). Evaluarea teoretică a condiţiilor de ungere ce apar în articulaţiile lanţului dinţat indică, la fel ca rezultatele experimentale, existenţa frecării limită sau mixtă în articulaţii. Sunt studiate experimental şi teoretic efectele componentei forţei centrifuge asupra încărcării elementelor transmisiilor prin lanţ dinţat, cu efect asupra frecărilor. În final este prezentată o modelare matematică a pierderilor prin frecare din lanţurile dinţate, date de frecarea eclise-roţi de lanţ, cu luarea în considerare a parametrilor geometrici şi funcţionali, dar mai ales a abaterilor de pas la nivelul zalelor, determinate de erori de execuţie, uzuri şi deformaţii elastice.

ABSTRACT

Theoretical and experimental research over friction in silent chains

The main objective of this PhD thesis is represented by the improvement of the theoretical model for friction evaluation in silent chain transmissions by a series of experimental evaluations. To fulfil this objective it is necessary to identify the friction conditions, to make a series of experimental measurements on a standard transmission, with transmission ratio of $i=1$ – two dimensions of chain – proposing a way to use these results to characterize the transmission with transmission ratio of $i=2$ (used situation in the valve timing system of internal combustion engines). The theoretical evaluation of the lubrication conditions in the silent chain articulations, shows, as well as the experimental results, the existence of boundary and mixed friction in the articulations. There are studied experimentally and theoretically the effects of the centrifugal force component over the loading of the silent chain transmission elements, with the effect over the frictions. Finally a mathematical modeling of the friction losses in silent chains, given by the plate-sprocket friction is presented, taking into account the geometric and functional parameters, but above all the pitch deviations at the level of the plates, caused by execution errors, wear and elastic deformations.



CURRICULUM VITAE

DATE PERSONALE

Nume **Jurj Lenard**
E-mail **jurj.lenard@unitbv.ro**

STUDII

2015-2019 Universitatea "Transilvania" Braşov, Romania; Facultatea: Design
Doctorat de Prods şi Mediu
Teză: **Cercetări teoretice şi experimentale asupra frecării din lanţurile dinţate;**
Conducător ştiinţific: prof.dr.ing. **Radu Velicu**
2013-2015 Universitatea "Transilvania" Braşov, Romania; Facultatea: Ing. Mecanică
Master Specializare: **Virtual Engineering in Automotive Design (Inginerie**
Virtuală în Proiectarea Autovehiculelor -lb. engleză)
2009-2013 Universitatea "Transilvania" Braşov, Romania; Facultatea: Inginerie
Licenţă Mecanică
Specializare: **Automotive Engineering (Autovehicule Rutiere -lb. engleză)**

LIMBI STRĂINE

Limba	NIVEL
Engleză	- Nivel avansat
Germană	- Nivel începător

EXPERIENŢĂ PROFESIONALĂ

2013 noi. – 2017 ian. : S.C C-con S.R.L– Inginer proiectant stanţe.
2017 ian. – 2018 oct. : S.C C-con T.D. S.R.L– Inginer proiectant stanţe.
2018. oct. – prezent : S.C RASKO ENGINEERING S.R.L– Inginer proiectant stanţe

SOFTURI CAD/CAM/CAE:

CATIA – nivel avansat; **NX**- nivel avansat; **Nastran Patran** – nivel începător;

GRANTURI ŞI CONTRACTE

2015-2018 - Membru - Contract de cercetare cu parteneri industriali internaţionali – Chain Drive System Dynamic Tribology II, Schaeffler Group SRL, Herzogenaurach, Germania

DE CERCETARE ŞTIINŢIFICĂ

PUBLICAŢII :

12 lucrări ştiinţifice (indexate ISI şi BDI, dintre care **6** ca prim autor).



CURRICULUM VITAE

PERSONAL DATA

Name **Jurj Lenard**
E-mail **jurj.lenard@unitbv.ro**

STUDIES

2015-2019 "Transilvania" University of Braşov, Romania; Faculty: Product Design and Environment
PhD
Thesis: **Theoretical and experimental research over friction in silent chains;**
Scientific coordinator: prof.phd.eng. **Radu Velicu**

2013-2015 "Transilvania" University of Braşov, Romania; Faculty: Mechanical Eng.
Master **Virtual Engineering in Automotive Design**

2009-2013 "Transilvania" University of Braşov, Romania; Faculty: Mechanical Eng.
Bachelor **Automotive Engineering**

LANGUAGES

LEVEL

English - Advanced
German - Beginner

PROFESSIONAL EXPERIENCE

2013 Nov. – 2017 Jan. : S.C C-con S.R.L– Tool and Die Design Engineer.
2017 Jan. – 2018 Oct. : S.C C-con T.D. S.R.L– Tool and Die Design Engineer.
2018. Oct. – present : S.C RASKO ENGINEERING S.R.L– Tool and Die Design Engineer

SOFTW.: CAD/CAM/CAE:

CATIA – advanced; **NX**- advanced; **Nastran Patran** – beginner;

SCIENTIFIC RESEARCH

2015-2018 - Member - Research contract with international industry partners – Chain Drive System Dynamic Tribology II, Schaeffler Group SRL, Herzogenaurach, Germany

CONTRACTS:

PUBLICATIONS:

12 scientific papers (indexed ISI and BDI, from which **6** as prime author).



Universitatea
Transilvania
din Braşov



Universitatea
Transilvania
din Braşov