



Universitatea
Transilvania
din Braşov

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea: Design de Produs și Mediu

Ing. Lenard JURJ

**Cercetări teoretice și experimentale
asupra frecării din lanțurile dințate
Theoretical and experimental
research over friction in silent chains**

REZUMAT / ABSTRACT

Conducător științific

Prof.dr.ing. Radu VELICU

BRAȘOV, 2019

D-lui (D-nei)

COMPONENŢA

Comisiei de doctorat

Numită prin ordinul Rectorului Universităţii Transilvania din Braşov

Nr. din

PREŞEDINTE: Prof.dr.ing. Marius LUCULESCU
Prodecan Facultatea de Design de Produs şi Mediu
Universitatea Transilvania din Braşov

CONDUCĂTOR ŞTIINŢIFIC: Prof. dr. ing. Radu VELICU
Universitatea Transilvania din Braşov

REFERENŢI: Prof.dr.ing. Sorin CĂNĂNĂU
Universitatea Politehnica Bucureşti
Prof.dr.ing. Corina BÎRLEANU
Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca
Conf.dr.ing. Mihai Tiberiu LATEŞ
Universitatea Transilvania din Braşov

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

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

Totodată, vă invităm să luaţi parte la şedinţa publică de susţinere a tezei de doctorat.

Vă mulţumim.



CUPRINS

	Pg. teză	Pg. rezumat
INTRODUCERE	7	6
1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR FRECĂRILOR 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 - UNGERĂ ÎN TRANSMISII PRIN LANȚ	25	11
1.5 CONCLUZII -ANALIZA CRITICĂ ȘI OBIECTIVELE TEZEI.....	27	12
2. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PE TRANSMISIE 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. BENCHMARKING.....	52	24
3.3 VALIDAREA EXPERIMENTALĂ A MODELULUI DE BENCHMARKING	54	25
4. CONDIȚII DE UNGERĂ 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 –FORŢA CENTRIFUGĂ.....	73	33
6.	MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII DIN TRANSMISIA PRIN LANŢ DINŢAT.....	80	35
6.1	GEOMETRIA LANŢULUI SI ROŢII DE LANŢ	80	35
6.1.1	Geometria eclisei lanţului dinţat.....	80	35
6.1.2	Geometria dintelui roţii de lanţ.....	81	36
6.2	FORŢE ÎN TRANSMISIILE PRIN LANŢ DINŢAT	87	38
6.2.1	Efectele unghiului de profil	87	38
6.2.2	Efectele numărului de dinţi.....	93	40
6.2.3	Efectele forţei centrifuge.....	96	41
6.2.4	Influenţa forţei de frecare.....	97	42
6.3	MODELUL FRECĂRII	101	45
6.3.1	Frecarea pe roata de lanţ.....	103	46
6.3.2	Frecarea pe eclisa dinţată.....	110	48
7.	CONCLUZII FINALE, CONTRIBUŢII ORIGINALE ŞI VALORIFICAREA	116	50
	REZULTATELOR		
7.1	CONCLUZII FINALE	116	50
7.2	CONTRIBUTII ORIGINALE	119	53
7.3	VALORIFICAREA REZULTATELOR.....	121	55
7.4	DIRECŢII DE CERCETARE.....	121	56
	BIBLIOGRAFIE (selecție)	122	57
	REZUMAT	130	60
	CURRICULUM VITAE.....	131	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 I. 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.....	121	56
BIBLIOGRAFY (selection)	122	57
ABSTRACT	130	60
CURRICULUM VITAE.....	131	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 CERCETĂRILOR FRECĂRILOR DIN TRANSMISII 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 TRANSMISIE 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 condițiile 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 momente 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), față de care au fost exprimate celelalte valori. Acest fapt a fost impus de condițiile de confidențialitate ale contractului cu grupul Schaeffler "Chain Drive System Dynamic Tribology II", în cadrul căruia s-au desfășurat o parte din cercetările din cadrul acestei teze de doctorat.

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

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

Exprim sincere mulțumiri și echipei de cercetare a Universității Transilvania din Braşov, din proiectul mai sus menționat și anume: conf. dr. ing. Mihai-Tiberiu Lateş (organe de maşini, element finit, tribologie), șef. 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).

Mulțumesc conducerii Institutului de cercetare-dezvoltare al Universității Transilvania pentru punerea la dispoziție a infrastructurii necesare cercetării.

Mulțumiri familiei, pentru sprijin, înțelegere și răbdare pe toată perioada elaborării tezei.

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR FRECĂRILOR DIN TRANSMISII PRIN LANŢ

1.1 CONSIDERAŢII GENERALE

Transmişiile prin lanţ sunt folosite ca elemente care transmit mişcare şi putere de la arborele cotit la diferite elemente ale sistemului de distribuţie, de alimentare şi la alte elemente auxiliare ale motoarelor

Analiza stadiului actual al cercetărilor în domeniul transmisiilor prin lanţuri dinţate permite culegerea datelor şi a parametrilor necesari pentru a identifica ariile specifice unde condiţiile de frecare, uzare pot fi îmbunătăţite.

1.2 TRANSMISII PRIN LANŢ

Transmişiile prin lanţ aparţin categoriei de transmisiile mecanice indirecte, care au ca rol transmiterea mişcării şi a momentului de torsiune. Se compun din două sau mai multe roţi de lanţ, poziţionate pe arbori separaţi paraleli. În general, una dintre roţile de lanţ este roată motoare iar celelalte sunt roţi conduse [Bel06, Bin56, Fri95, Chi76, Gaf02, Jul04, Rol08]. Ansamblul unei transmisiile prin lanţ de pe un motor cu ardere internă este prezentat în fig. 1.1, acesta are în componenţă următoarele elemente: roţi de lanţ, lanţ, sisteme de întindere a lanţului, sisteme de ungere.

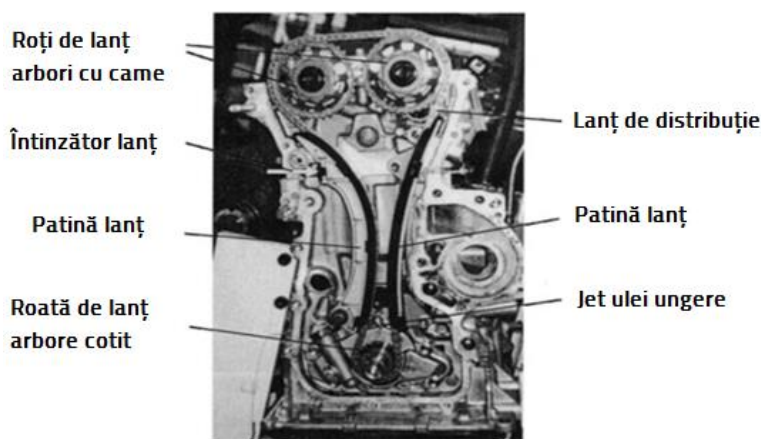


Figura 1.1 Transmisia prin lanţ a unui motor cu ardere internă [Hya01]

Lanţul este compus din zale articulate între ele prin intermediul unor bolţuri, care asigură o flexibilitate necesară acestora astfel încât înfăşurarea lanţului pe roţile de lanţ să fie posibilă.

Transmisiile prin lanţ sunt utilizate când se impun distanţe 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). Transmisiile 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.

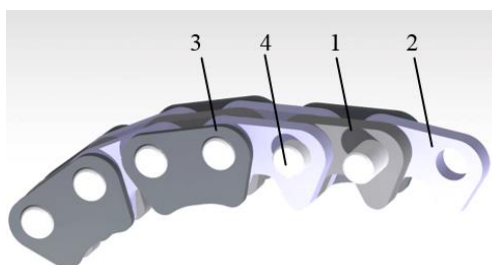


Figura 1.2 Lanţ dinţat cu articulaţii simple [Jur17]

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 (v. 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):
rezultă:

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

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]. De la o anumită mărime a vitezei, poate diminua într-o măsură capacitatea lanţului de a transmite forţa utilă. F_c^* se ia în considerare, de obicei, numai pentru valori ale vitezei lanţului $v > 8..10$ m/s [Hor71].

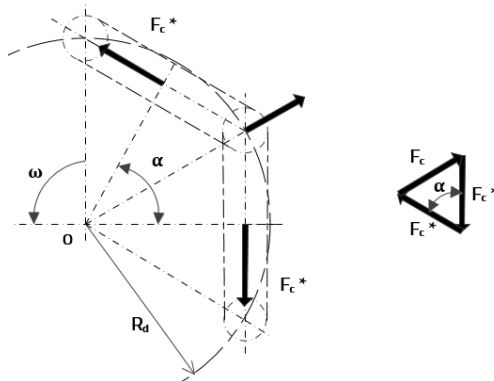


Figura 1.6 Forţa centrifugă, [Hor71]

Forţa F_c^* s-a determinat pentru momentul în care zalele trec pe roţile de lanţ. Forţa centrifugă acţionează asupra zalei şi atunci când acesta parcurge ramurile transmisiei, care au contururi curbilini, cu raze de curbură şi cu centre de rotaţie diferite, având aceeaşi viteză.

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 LANŢ

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. 1.18, 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.

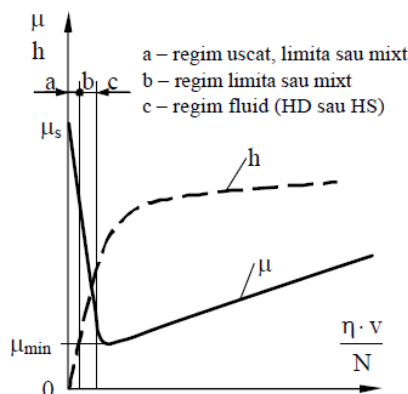


Figura 1.17 Curba Stribeck [www02]

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 bolt și bocșă, la o transmisie cu lanț cu bușe 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 cu 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 aceste lucrări, 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 transmisii cu lanţ dinţat, pe baza unor evaluări experimentale.

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

- O1. 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, calitatea uleiului); formularea de concluzii privitoare la deosebirile dintre rezultatele experimentale şi modelele teoretice actuale, formularea de direcţii de optimizare a modelului teoretic actual;
- O2. 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;
- O3. Evaluarea teoretică a condiţiilor de ungere din articulaţia lanţului dinţat;
- O4. Studiul experimental şi teoretic al influenţei forţei centrifuge asupra funcţionării transmisiilor cu lanţ dinţat;
- O5. 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 TRANSMISIE ETALON

$$i = 1$$

2.1 PIERDERILE PRIN FRECARIE 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 da 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 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

translație. Acest sistem de translație este fixat de șurubul unui mecanism șurub-piuliță, utilizat pentru întindere. Sistemul de întindere este prevăzut cu un senzor de forță axială, care permite măsurarea forței de tensionare a lanțului, dar totodată face parte dintr-un sistem de control al tensionării.

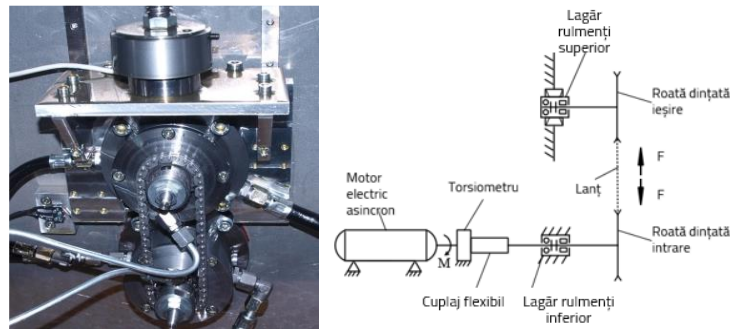


Figura 2.3 Vederea din față și schema cinematică a standului de încercări $i=1$

Forța de pretensionare se poate regla atât în regim automat, cât și în regim manual, în domeniul de forțe 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 rulmenților în domeniul de interes de 35...60°C, pe când uleiul cu care va fi uns lanțul se poate încălzi în domeniul de interes de temperatură, 40...115°C. Turația la care transmisia prin lanț se poate testa se află între 100...5000 rot/min. Pentru rezultate cât mai concludente, rezultatele măsurătorilor frecărilor din transmisii prin lanț sunt obținute prin testarea a patru lanțuri dințate aparent identice, fiecare dintre acestea sunt rodite separat cu ulei 5W30, 50 ore la turație de 1800 rot/min, cu forțe de întindere mici-medii 1kN și temperatura uleiului de ungere de 90 °C. Pentru fiecare dintre cele 4 lanțuri, măsurătorile sunt repetate de 3 ori. Anterior rodajului lanțurilor, lagărele standului de testare de la arborele de intrare și de ieșire au fost rodite cu același ulei 5W30 pe o perioadă de 50 ore la o turație de 1800 rot/min, cu forța de tensionare de 1 kN și temperatura uleiului de ungere a lagărelor cu rulmenți 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 lanț, fără momentele de frecare care apar în timpul funcționării în rulmenți, din valoarea totală, măsurată în prima fază, a momentului de frecare se scade valoarea însumată a momentelor de frecare din rulmenții arborelui de intrare, respectiv de ieșire, măsurată în a doua fază. Pentru acesta, momentul total de frecare din rulmenți, notat cu $T_{f\text{rulm}}$, se referă la momentele de frecare a rulmenților din lagărul superior și inferior a standului de încercări experimentale; momentul de frecarea totală a transmisiei prin lanț se notează cu T și momentul frecare din lanț cu $T_{f\text{lanț}}$.

$$T_{\text{rulm}} = (T_{f\text{rulm}1} + T_{f\text{rulm}2}) \quad (2.1)$$

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

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

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. Pentru o turaţie constantă, de 500 rot/min şi temperatură în creştere a uleiului lubrifiant, 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 lubrifiant 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 rulmenţii şi lagărele de alunecare a unui motor cu ardere internă.

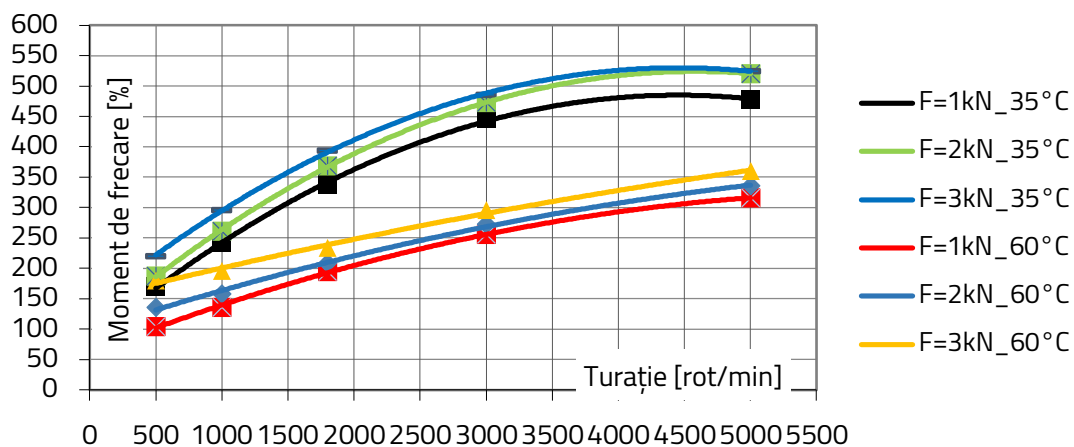


Figura 2.5 Momentul de frecare din rulmenţi în funcţie de forţa de tensionare

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%.

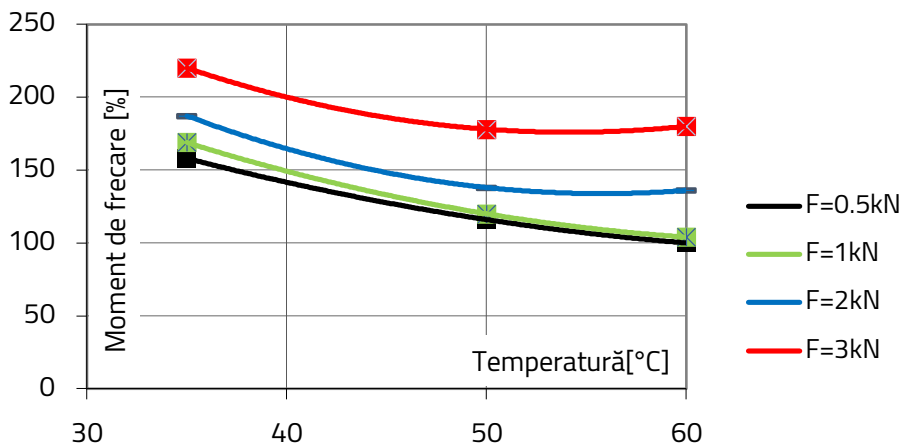


Figura 2.7 Variația momentului de frecare din rulmenți pentru diferite forțe de tensionare și turație constantă de 500 rot/min

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

În acest segment al 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 lubrifiant 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.

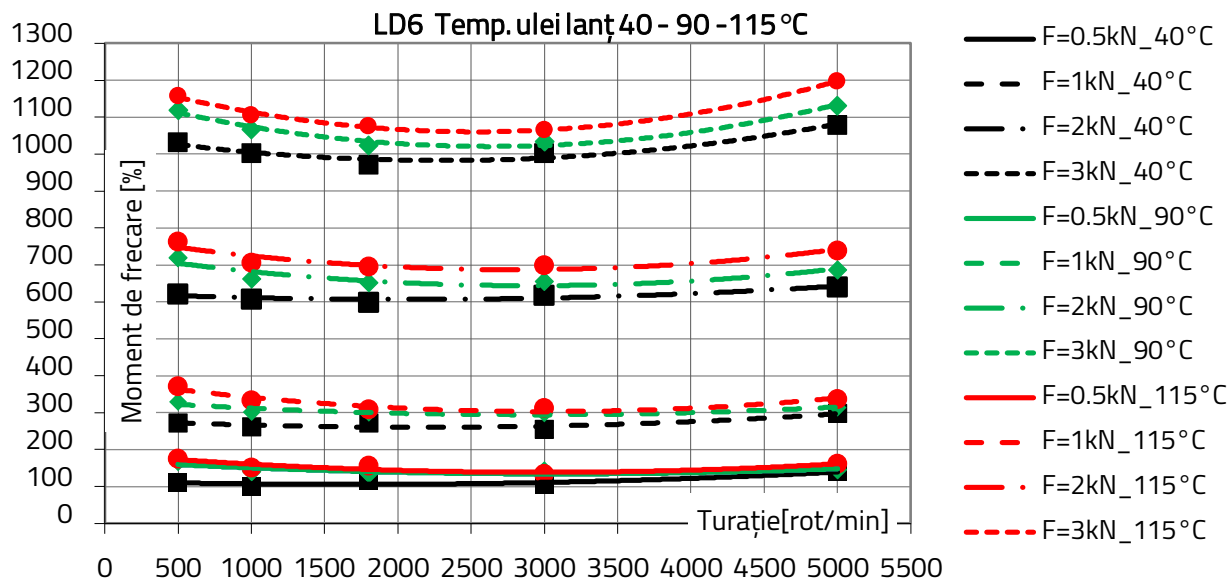


Figura 2.9 Variația momentelor de frecare a lanțului LD6 la diferite temperaturi și forțe de tensionare

Pentru ambele tipuri de lanț dințate, momentele de frecare nu se modifică semnificativ cu turația. În general are loc o reducere a frecării cu creșterea turației la turații mici și o creștere treptată a frecării cu turația, la turații mari. Nu se observă o influență deosebită a temperaturii uleiului sau a forței de tensionare.

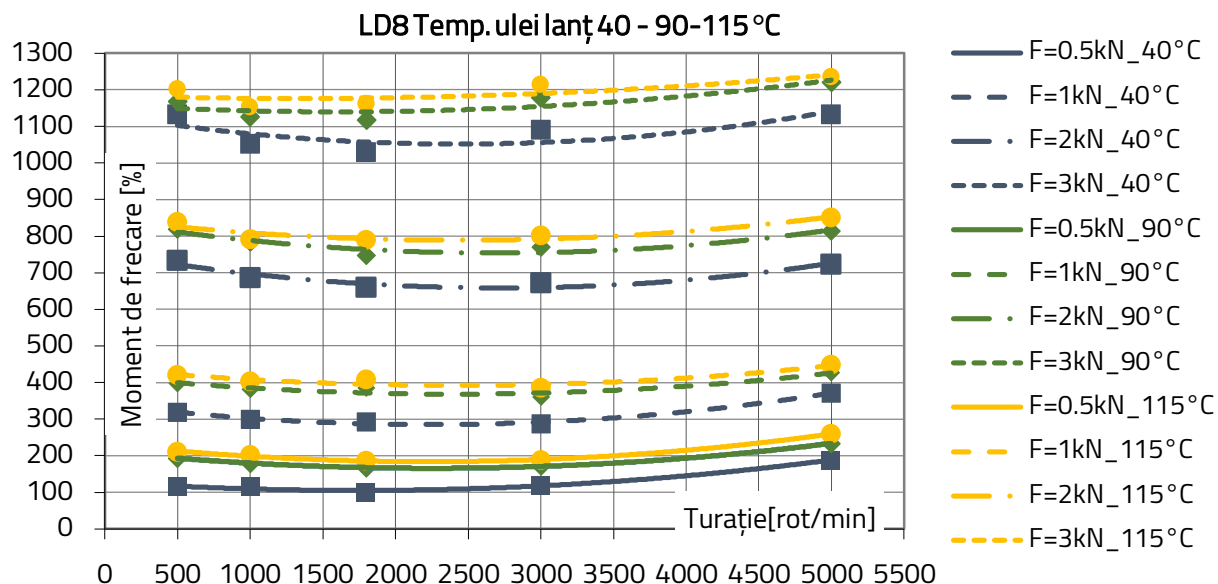


Figura 2.10 Evoluția momentului de frecare a lanțului LD8 la trei temperaturi a uleiului lubrifianț

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.

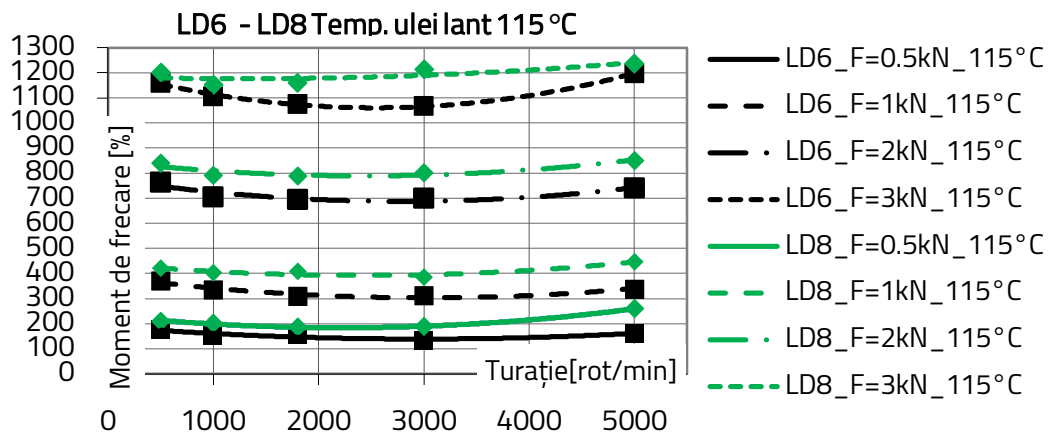


Figura 2.13 Comparația momentelor de frecare la temperaturi, forțe de tensionare și turații diferite a transmisiei prin lanț: LD6-LD8 la temperatura uleiului de 115 °C

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 forțele de tensionare mici cât și la forțele 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.

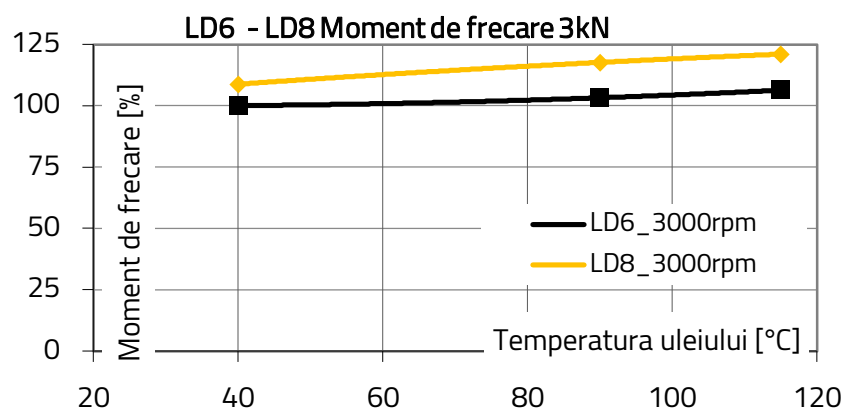


Figura 2.16 Variația momentelor de frecare în funcție de temperatură la turația de 3000 rot/min

Momentele de frecare la lanţul LD6 prezintă o creştere de cu 6,6%, în condiţii în care temperatura uleiului de lubrifiere creşte de la 40°C la 115°C, la turaţia de 1000 rot/min şi 3 kN forţa de pretensionare, pe când la lanţul LD8 la aceeaşi condiţii această creştere are o valoare de 10,9%.

2.3 MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII –COMPARAŢIA REZULTATELOR

2.3.1 Modelul Horovitz

Conform [Hor71] cele mai importante sunt considerate pierderile din articulaţiile lanţului, în timpul efectuării mişcării relative corespunzătoare pasului unghiular, la intrarea şi la ieşirea zalei pe/de pe roata de lanţ, fig. 2.19. Ca rezultat, lucrul mecanic a forţelor de frecare de alunecare este calculat doar pentru articulaţiile lanţului L_f rezultând şi puterea corespunzătoare P_f .

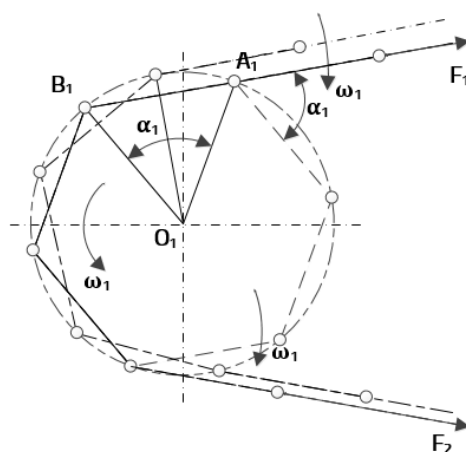


Figura 2.19 Angrenarea şi desfăşurarea zalelor de pe roţile de lanţ [Hor71]

Însumând lucrul mecanic de angrenare cu cea de ieşire din angrenare dau lucrul mecanic total, corespunzător unei roţi de lanţ:

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

şi puterea consumată pentru depăşirea lucrului mecanic se calculează cu:

$$P_{f1} = L_{f1} \frac{v}{p} = \frac{\mu\pi d_3 v}{pz_1} (F_1 + F_2), \quad (2.8)$$

în care $\frac{v}{p}$ exprimă numărul de zale care trec peste roată dinţată 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

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

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.

Comparația între momentul de frecare teoretic dezvoltat anterior și măsurătorile experimentale la transmisia etalon a fost realizat inițial cu un coeficient de frecare ales, $\mu=0.1$, 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.

Aceste diferențe sunt evidențiate atât pentru lanțul LD6, fig. 2.20, cât și pentru lanțul LD8, 2.23 la două temperaturi a uleiului lubrifiant 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.

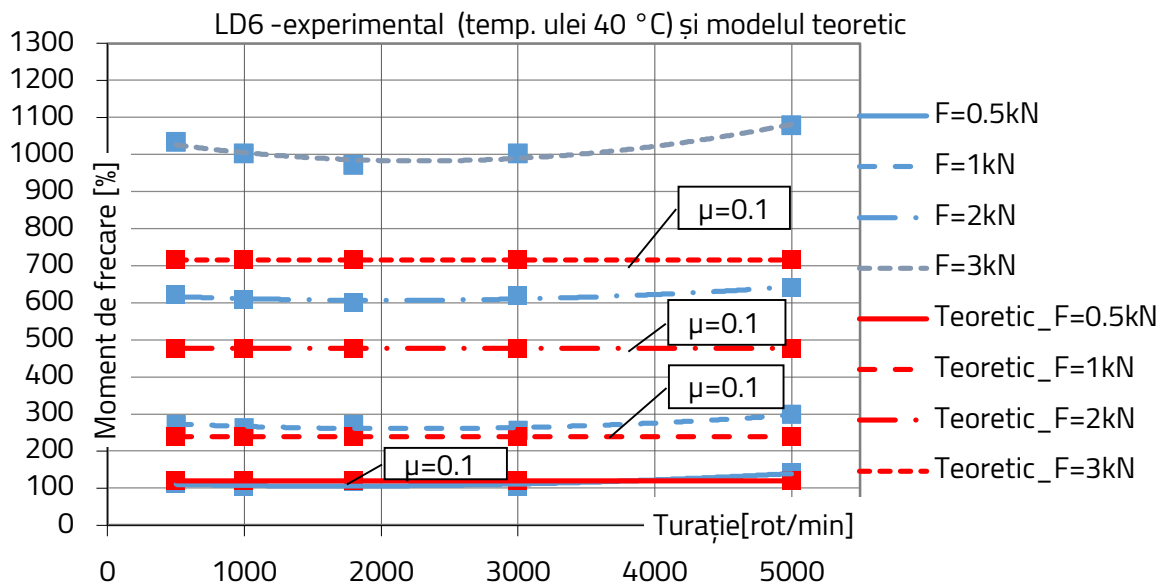


Figura 2.20 Comparația momentelor de frecare la LD6, experimental cu modelul teoretic la temperatura uleiului de 40 °C

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.

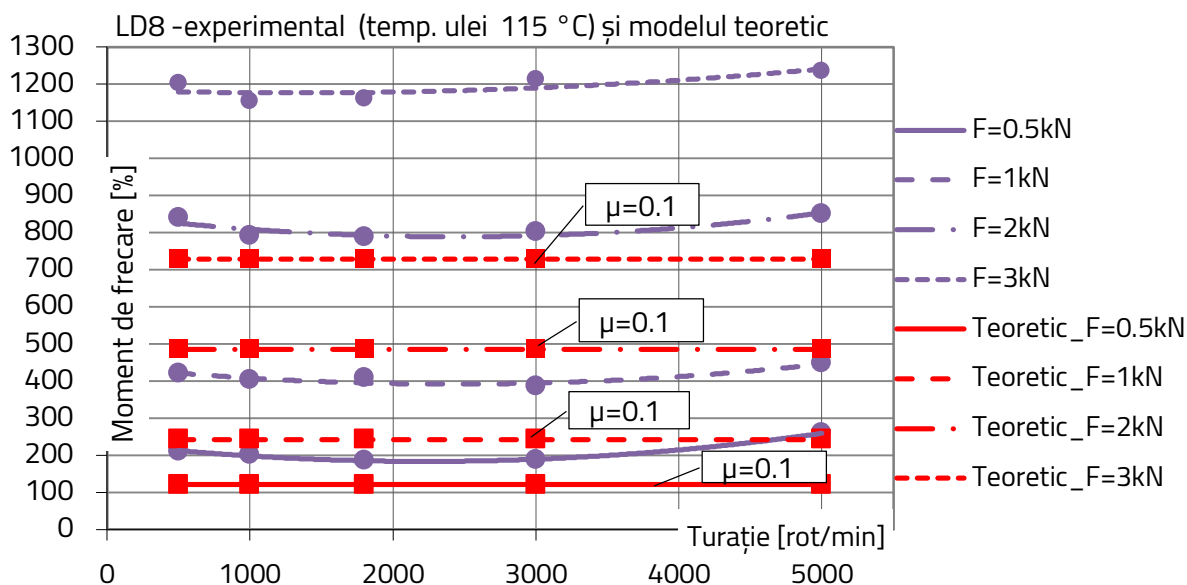


Figura 2.23 Comparația momentelor de frecare la LD8, experimental cu modelul teoretic la temperatura uleiului de 115 °C

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.

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 coeficienților 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.

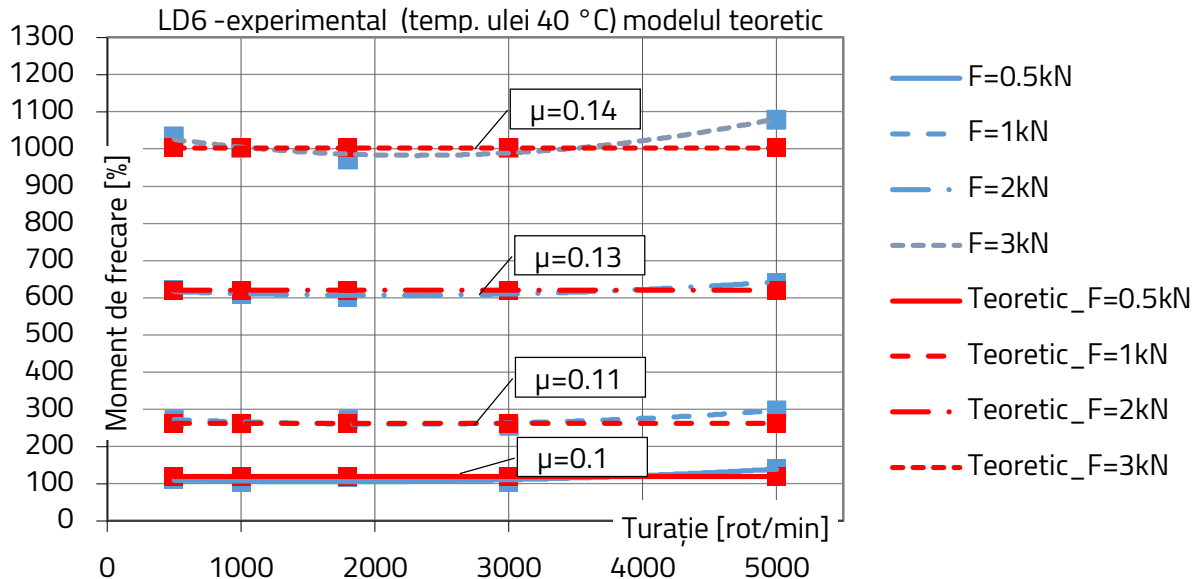


Figura 2.24 Comparația momentelor de frecare la LD6, experimental cu modelul teoretic - coeficientul de frecare adaptat, la temperatura uleiului de 40°C

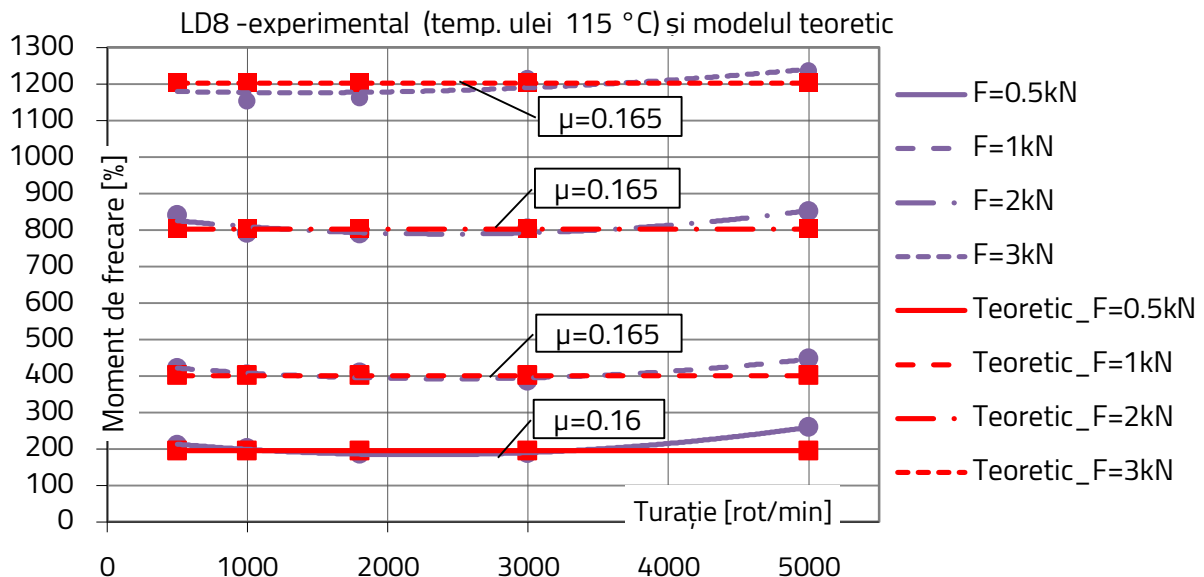


Figura 2.27 Comparația momentelor de frecare la LD8, experimental cu modelul teoretic - coeficientul de frecare adaptat, la temperatura uleiului de 115°C

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:

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

Ecuția 3.1 are la bază următoarele ipoteze:

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

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

3.2 MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII ÎN LANȚ DINȚAT CU RAPORT I. BENCHMARKING

Modelul teoretic a frecărilor din transmisiile prin lanț dințat cu raport oarecare i este prezentat în [Jur181], unde este considerată o transmisie compusă din două roți dințate și un lanț dințat, cu întindere prin deplasarea unei roți, similar transmisiei testate.

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

Momentul de frecare la nivelul roții dințate 1 rezultă prin echivalarea sumei valorilor lucrului mecanic a forțelor de frecare cu lucrul mecanic generat de momentele de frecare la nivelul roții dințate 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 forța 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 ecuație:

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

Această relație exprimă momentul de frecare datorat lanțului în situația de funcționare $i=2$, determinat în funcție de momentul de frecare corespunzător situației 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 a fost obținut prin extragerea momentului de frecare măsurat din lagărele arborilor conducătoare și conduse, din momentul de frecare total a sistemului măsurat, metodă prezentată în subcapitolul 2.1.3.

Analizele experimentale confirmă dependența momentului de frecare de tensionare, pe când influența turației este nesemnificativă, fapt ce confirmă parțial validitatea teoriei (ecuația 3.9).

Figura 3.4 prezintă momentul de frecare măsurat la $i=2$ experimental și la $i=2$ teoretic, pentru aceeași temperatură a uleiului de ungere de 40°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 0.5kN, la $i=2$, măsurat la 40°C .

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

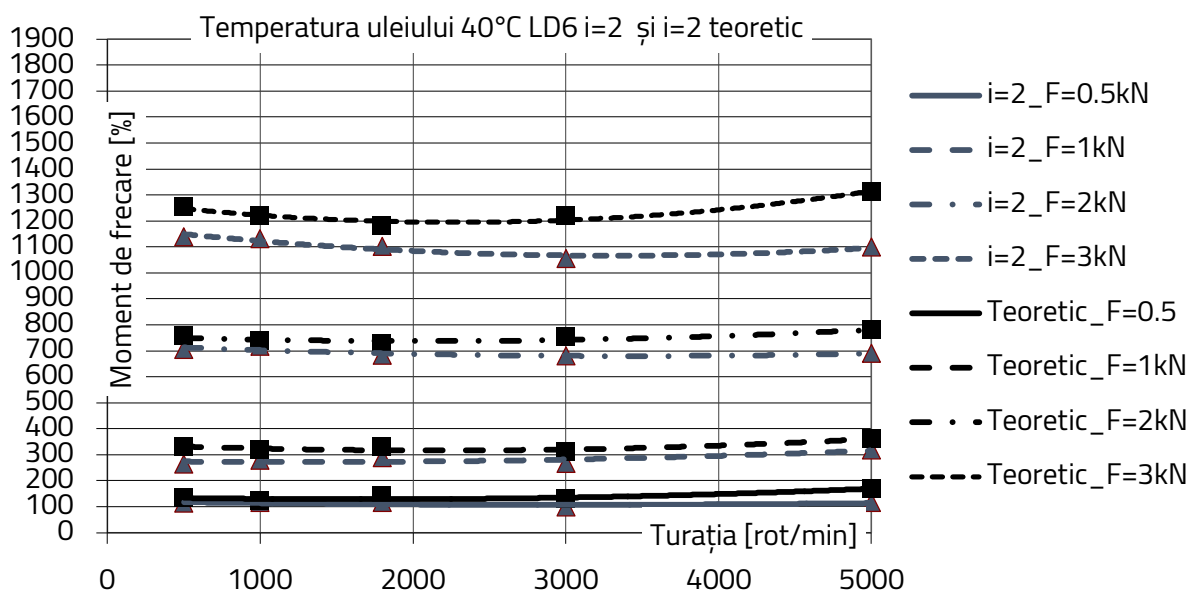


Figura 3.4 Comparația momentului de frecare la LD6 pentru $i=2$ și $i=2$ teoretic în funcție de forța de tensionare și turație la 40°C

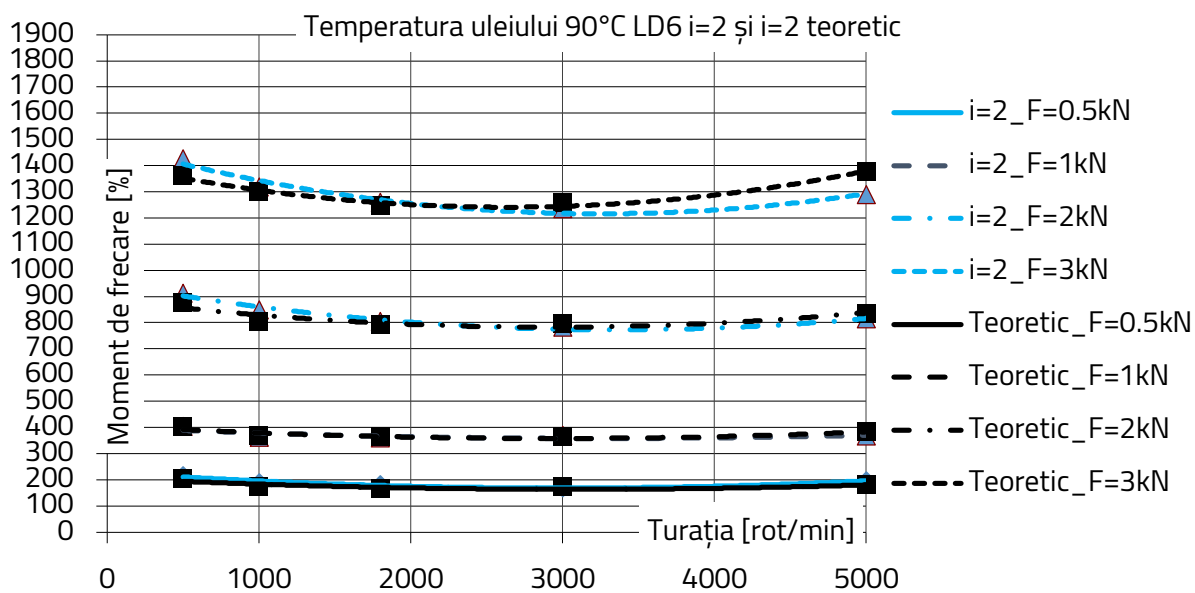


Figura 3.6 Comparația momentului de frecare la LD6 pentru i=2 și i=2 teoretic în funcție de forța de tensionare și turație la 90°C

Modelul teoretic în cazul temperaturii de 90°C (fig. 3.6) prezintă o suprapunere foarte bună cu rezultatele experimentale, pe toată plaja de turație și forțe de tensionare.

Aproximația nu a fost la fel de bună pentru temperatura de 40°C (fig. 3.4).

Comparația momentului de frecare obținute pentru i=1 și i=2 prezintă o reducere așteptată a momentului de frecare, conform teoriei, fapt ce confirmă modelul teoretic obținut 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 apar 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 [0,180] de grade.

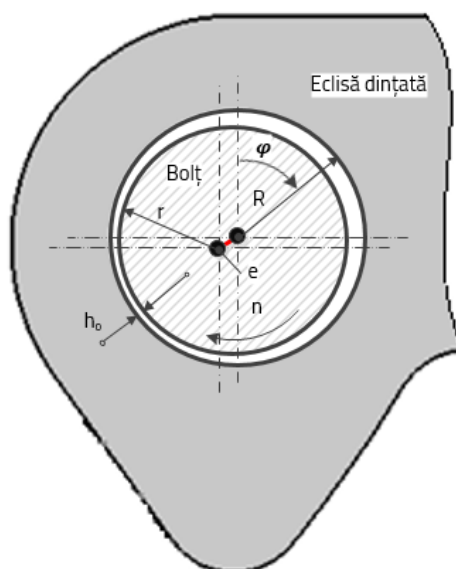


Figura 4.1 Articulația cilindrică eclisă dințată și bolț

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:

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

Forța pe care poate să o transmită articulația, menținând 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- bolț, este:

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

unde: R_{ab} – este rugozitatea medie a suprafeței bolțului și R_{ae} – este rugozitatea medie a suprafeței găurii din eclisă.

În funcție de valoarea raportului de grosime a peliculei de ulei [Wil11], aflăm și 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 articulațiile lanțului LD6, folosind trei valori ale grosimii stratului de lubrifiant ca date de intrare a grosimii h_0 (0.75 μm , 1 μm , 2 μm) și trei valori pentru turația arborelui de intrare, respectiv de ieșire n (1000 rot/min, 3000 rot/min, 5000 rot/min).

S-au făcut calcule pentru celelalte valori a turației și grosimii de lubrifiant.

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

Studiul ungerii la nivelul articulației necesită considerarea dependenței dintre grosimea minimă a stratului de lubrifiant h_0 , a capacității de a prelua sarcină F și turația transmisiei prin lanț, n .

Figura 4.6 este prezentată dependența capacității de a prelua sarcină, de turația sistemului, pentru cele trei valori a stratului de lubrifiant.

Dependența raportului de grosime a stratului de lubrifiant de sarcină pentru rugozitatea medie a suprafețelor în contact a bolțului și a eclisei de $R_a = 0.8 \mu\text{m}$, este prezentată în fig. 4.7.

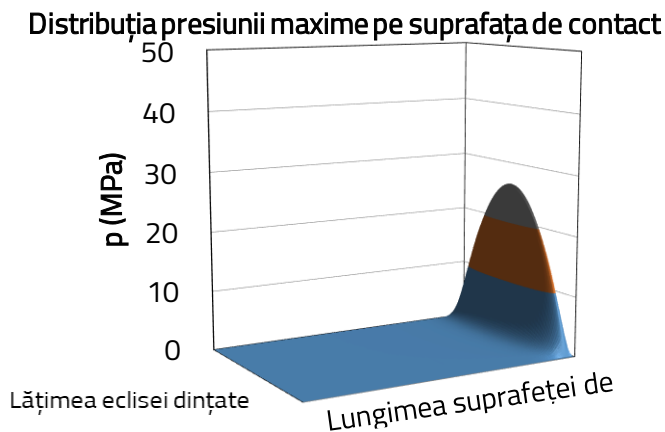


Figura 4.4 Distribuția de presiune în contactul eclisei dințate interioare cu bolțul pentru $h_0=0.75 \mu\text{m}$, $n=5000\text{rot/min}$

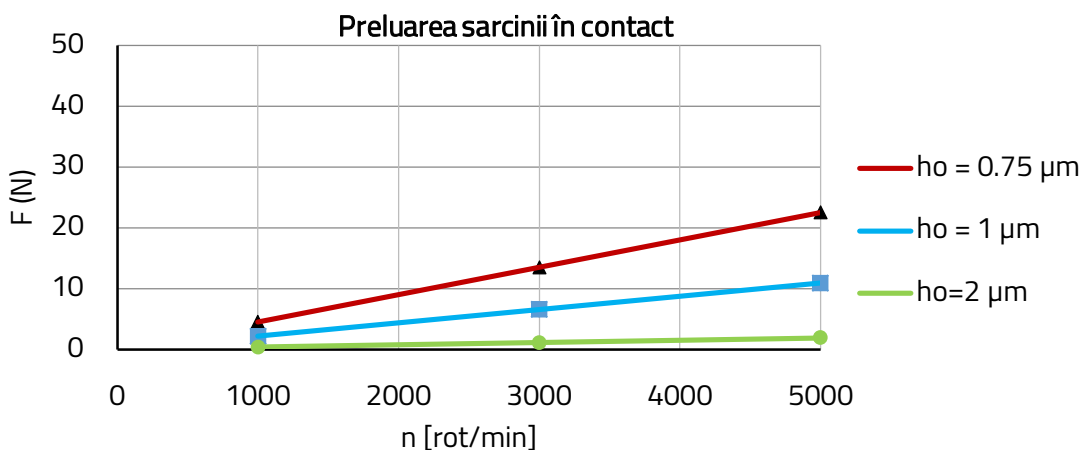


Figura 4.6 Capacitatea de a prelua sarcină în funcție de turație, pentru fiecare grosime de lubrifianț

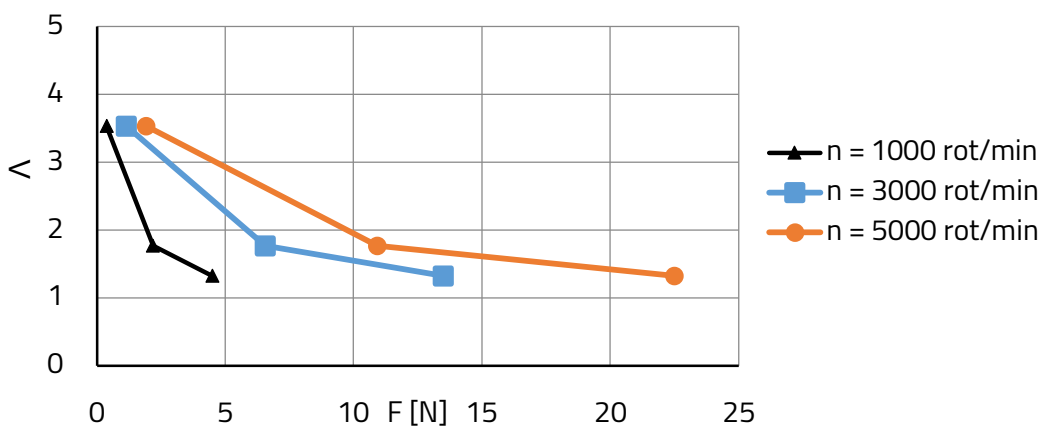


Figura 4.7 Raportul de grosime a stratului de lubrifianț în funcție de capacitatea de a prelua sarcină la turație constantă

5. EFECTELE FORŢEI CENTRIFUGE ÎN TRANSMISII PRIN LANŢ DINŢAT

O concluzie din literatura specifică legată de efectele centrifuge în transmisii prin lanț descrie existența unei componente F_c , care echilibrează forța centrifugă F_{cf} , încarcă lanțul pe toată lungimea acestuia în timpul transmiterii mișcării de rotație, [Hor71, Nie75, Chis81, Jul89], valoarea acestei forțe este calculată prin:

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

În care (m/l) reprezintă masa lanțului împărțită de lungimea acestui (masa per unitate de lungime) și v este viteza lanțului.

În [Hor71] sunt menționate influențele rigidității arborilor și curelelor la alegerea forței inițiale de tensionare, în cazul unei transmisii prin curea permanent tensionată.

În [Hor71] este susținut că teoria este validă doar în cazul transmisiilor cu distanțe dintre axe fixe și că în cazul altor sisteme de tensionare, cureaua se poate considera absolut rigidă, însemnând că se aplică teoria prezentată anterior.

Cercetările legate de forțe centrifuge în cazul lanțurilor dințate, au la bază rezultatele experimentale obținute în timpul măsurătorilor obținute pe parcursul tensionării lanțurilor.

Aceste măsurători prezentau o diferență față de teoria prezentată anterior. Rigiditatea suporturilor și a sistemului de tensionare [Lat16, Pap16] trebuie să fie considerate.

5.1 MODELUL TEORETIC

În teză Figura 5.1 prezintă o diagramă de calcul simplificat a componentei F_c a forței centrifuge F_{cf} acționând asupra lanțului, efectuând o traiectorie de jumătate de cerc.

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

Componenta F_c a forței centrifuge, care trage de lanț, din ecuația de echilibru pe direcția y se poate descrie cu:

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

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 deformaţii:

- 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 deformaţiilor 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 suporturilor δ_{S1} şi δ_{S2} , o tensionare suplimentară indusă lanţului cu o alungire suplimentară δ_C .

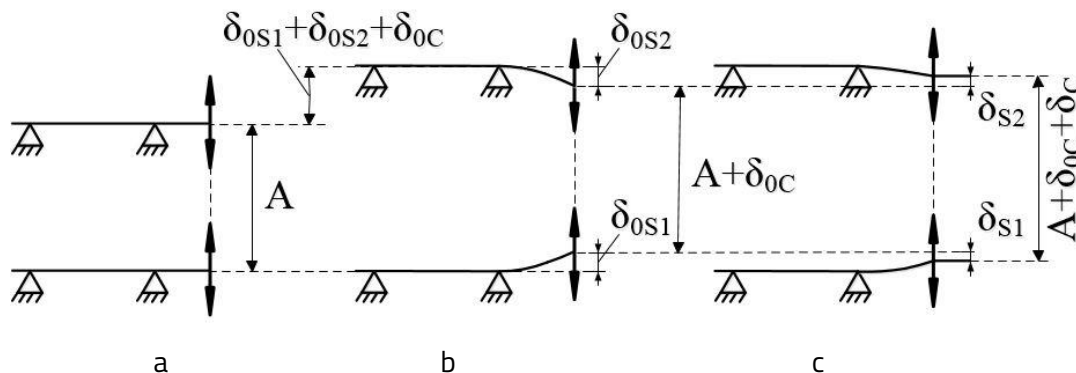


Figura 5.2. Deformări în transmisiile prin lanţ

Suma deformaţiilor celor doi suporturi 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 determinării rigidităţii sumă a arborilor 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 deformarea 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 deformarea măsurată este cea a sistemului de tensionare.

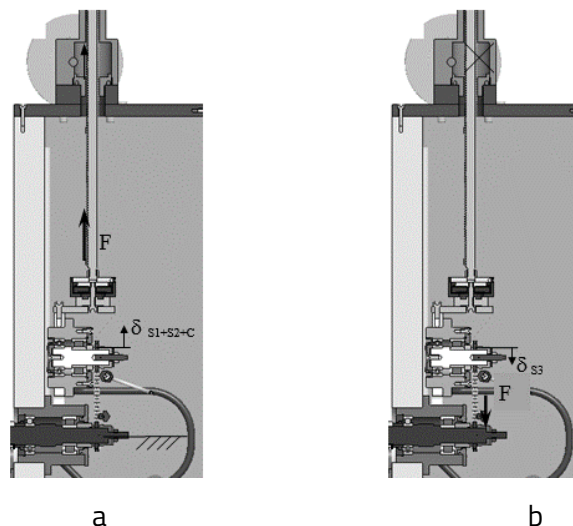


Figura 5.5 Măsurarea deformațiilor elementelor în funcție de tensionare

În faza inițială de tensionare fiecare ramură a lanțului este încărcat cu F_0 , însemnând că arborii transmisiei și elementul de lanț, considerat pentru calcule, sunt încărcate cu $2F_0$. Așa cum este reprezentat în fig. 5.1 forța F_c are un efect de alungire a lanțului δ_c și 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.

Cât timp $\delta_c = \delta_s$, coeficientul κ_c arată cât din forța $2F_c$ este utilizat pentru întinderea lanțului și coeficientul κ_s , arată cât se consumă pentru destinderea arborilor, acesta se calculează cu:

$$\kappa_c = \kappa = \frac{c_c}{c_s + c_c},$$

$$\kappa_s = 1 - \kappa = \frac{c_s}{c_s + c_c}.$$
(5.10)

5.2 REZULTATELE EXPERIMENTALE –RIGIDITATEA ELEMENTELOR

Pentru determinări experimentale s-a folosit standul de încercări experimentale, prezentate în fig. 5.5. Procedura de testare este bazat pe următorii pași:

- Lanțul montat și pretensionat cu o forță inițială de F_0 ;
- Lanțul LD8 cu pas de 8mm și număr de zale de 64 (scurt) și 110 (lung), cel cu 64 de zale în cele două ramuri care nu sunt în contact cu roțile dințate au 20.5 zale libere, pe când lanțul cu 110 zale, are 43.5 zale libere .

Rigiditatea lanțului c_c a fost preluată din datele producătorului și sunt prezentate în teză pe fig. 5.6 pentru cele două lungimi a lanțului LD8.

Rigiditatea lanțului este mai redusă cu cât numărul de zale este mai ridicat, mai multe elemente care pot suferi deformări elastice, pe când cu creșterea tensionării crește și rigiditatea lanțului, așa

cum se poate vedea în fig. 5.6. Rigiditatea arborilor calculată din rigiditatea măsurată a arborilor împreună cu lanţul și rigiditatea cunoscută a lanţului LD8 scurt (v. relația (5.7)) este prezentată în fig. 5.7.

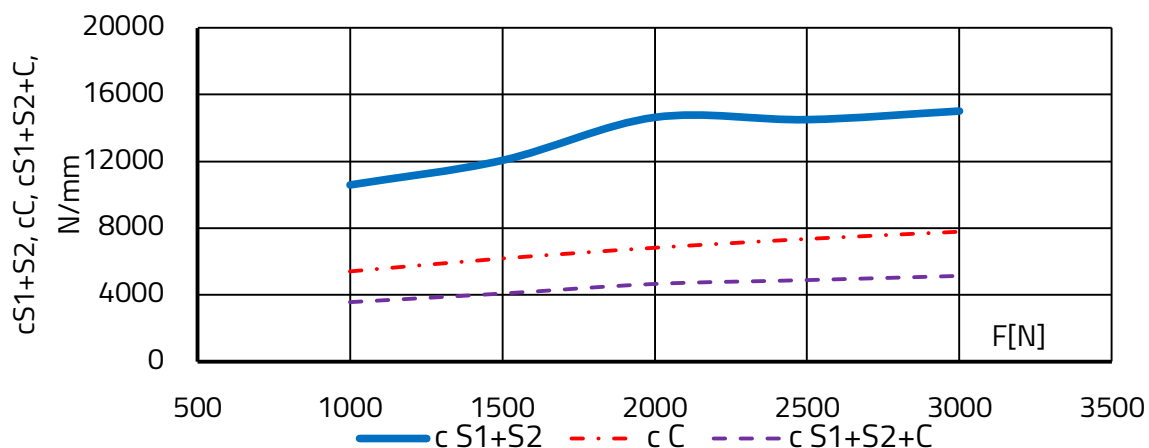


Figura 5.7 Rigiditatea arborilor calculată

5.3 REZULTATE EXPERIMENTALE –FORȚA CENTRIFUGĂ

Pentru a determina experimental destinderea arborilor sub efectele forței centrifuge procedura de testare propusă cuprinde următoarele etape:

1. Tensionarea inițială a arborilor $2F_0$;
2. Turația transmisiei prin lanț a fost mărită în pași la 1000, 3000, 5000 rot/min, cu sistemul de tensionare blocat (fără reglare automată) și doar cu posibilitate de măsurare a forței de tensionare.
3. Pentru fiecare valoare stabilizată de turație, se măsoară diferența dintre valoarea inițială a forței de tensionare și valoarea măsurată a forței de tensionare. Aceasta reprezintă destinderea arborilor, și se notează $Exp_{2\kappa_s F_c}$.
4. Procedura se repetă atât pentru lanțul LD8 cu 64 de zale, cât și pentru lanțul cu 110 zale.

Valorile calculate ale componentei forței centrifuge, împreună cu valoarea calculată a destinderii arborilor $2\kappa_s F_c$ și valorile măsurate a destinderii acestora $Exp_{2\kappa_s F_c}$ sunt prezentate în fig. 5.10, 5.11, 5.12 și fig. 5.13, în funcție de turație, pentru cele două lanțuri cu număr diferit de zale și pentru două valori ale forței de tensionare inițială a lanțului.

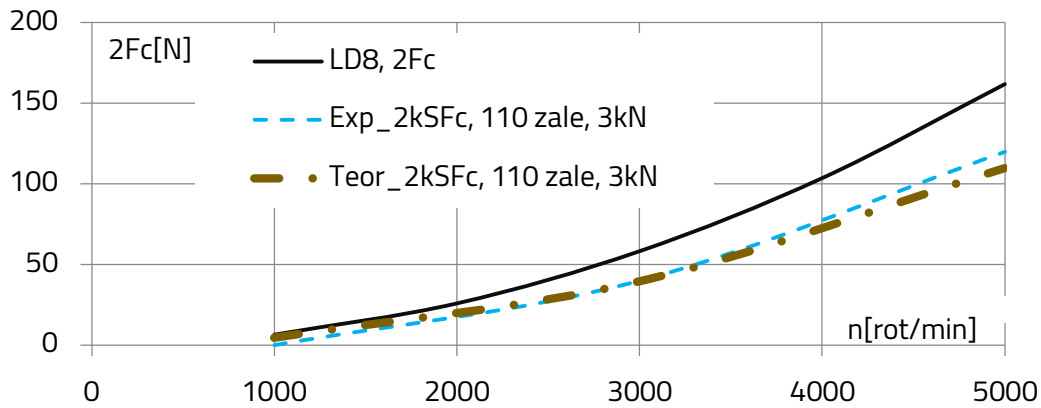


Figura 5.13 Componenta forței centrifuge, destinderea arborilor calculată și măsurată pentru LD8 110 de zale, $z=23$, $F=3\text{kN}$

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 $2k_s F_c$ 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, 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 forța de 3 kN.

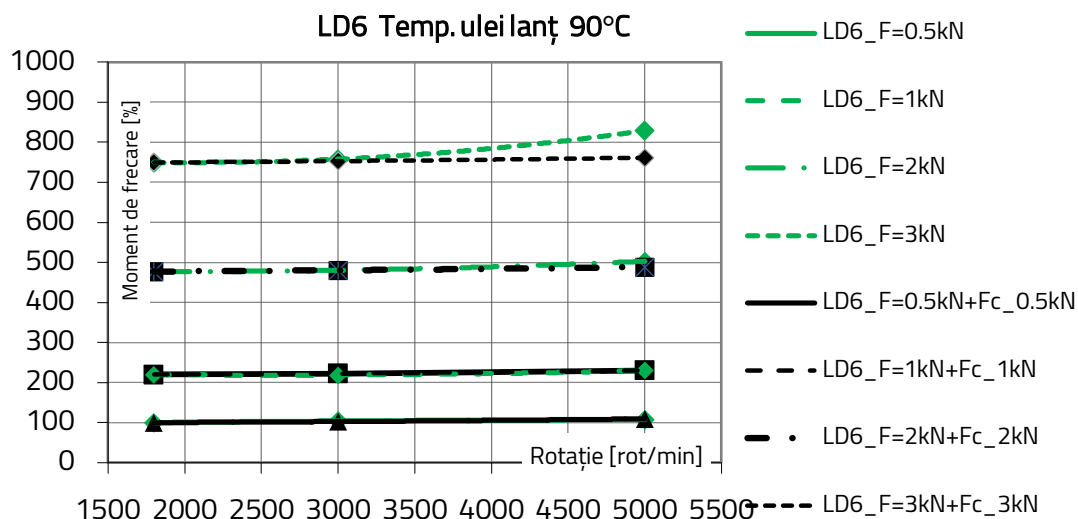


Figura 5.16 Evoluția momentului de frecare din lanțul LD6 la 0.5, 1, 2, 3 kN forță de întindere cu și fără efectele componente forței centrifuge asupra lanț

6. MODELUL TEORETIC AL FRECĂRII DIN TRANSMISIA PRIN LANŢ DINŢAT

Pentru a cerceta frecările din transmisii prin lanţ este nevoie să considerăm câţiva paşi pentru a evalua acestea: este nevoie de un aparat de testare, o procedură de testare a frecărilor într-o transmisie prin lanţ de bază şi de o metodologie de interpretare a rezultatelor.

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

6.1 GEOMETRIA LANŢULUI ŞI ROŢII DE LANŢ

6.1.1 Geometria eclisei lanţului dinţat

Lanţurile dinţate nu aparţin categoriei de lanţuri standardizate, eclisele dinţate din componenţa lor pot avea diferite forme. Pentru un studiu teoretic a frecării cu influenţa a mai multor parametri geometrici şi parametri de funcţionare, este nevoie de definirea parametrilor geometrici ai eclisei lanţului dinţat. Pentru lanţurile testate, a căror eclise au forma prezentată în fig. 6.1, se propune definirea unor parametri geometrici de bază care vor fi folosiţi pentru studiul geometric şi apoi studiul forţelor din contactul lanţului cu roata dinţată. Aceşti parametri sunt următorii: p – pasul lanţului; α_x – unghiul dintre linia flancului exterior al dintelui eclisei cu linia ce uneşte axa articulaţiilor eclisei, sau unghi de profil; d_x – distanţa dintre centrul găurii pentru bolţ şi flancul exterior a eclisei şi d_z – distanţa pe flancul eclisei, care defineşte poziţia punctului de contact cu flancul dintelui roţii.

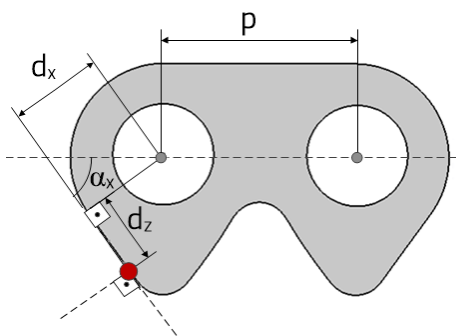


Figura 6.1 Eclisa dinţată cu parametrii geometrici de bază.

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 cremalierii 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 considerate, în teză o serie de parametri geometrici a transmisiei prin lanţ prezentat pe baza fig. 6.2.

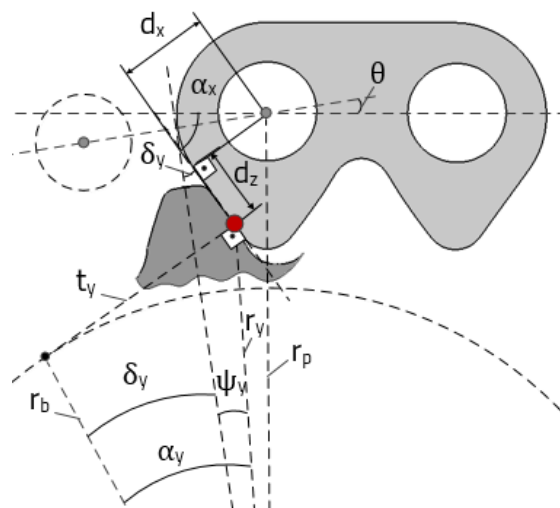


Figura 6.2 Geometria punctului de contact –lanţ dinţat

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 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:

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

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, cât timp, dependenţa acestuia de unghiul flancului exterior a eclisei este prezentat în fig. 6.4.

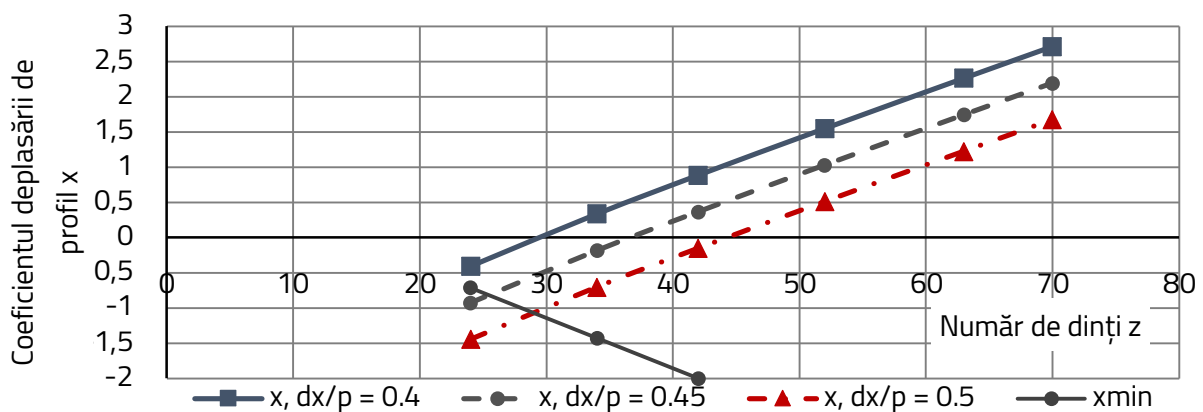


Figura 6.3 Coeficientul deplasării de profil în funcție de număr de dinți

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

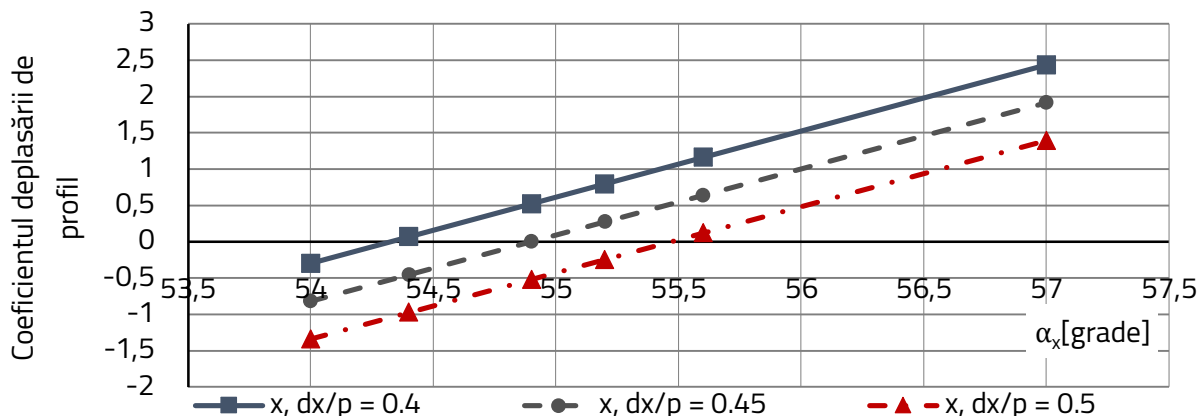


Figura 6.4 Coeficientul deplasării de profil în funcție de unghiul de profil a eclisei

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

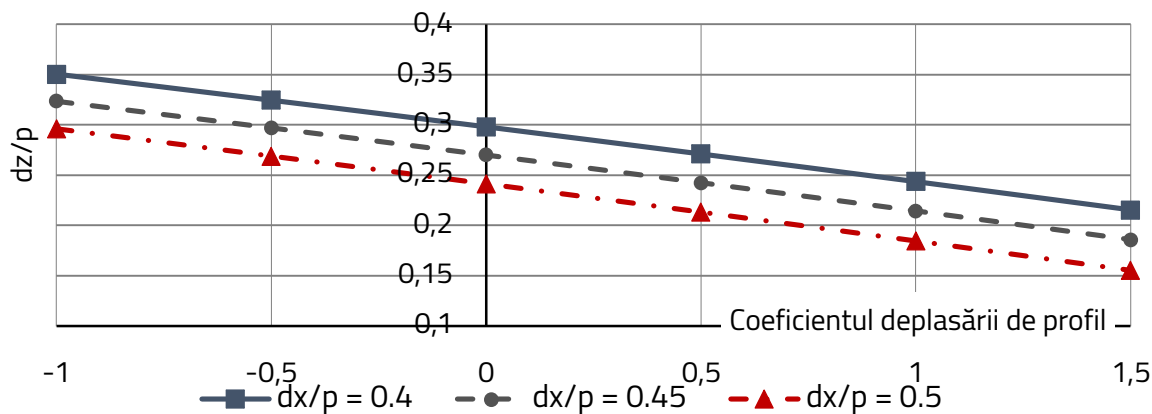


Figura 6.6 Evoluția d_z/p în funcție de coeficientul deplasării de profil

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 capitol 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 .

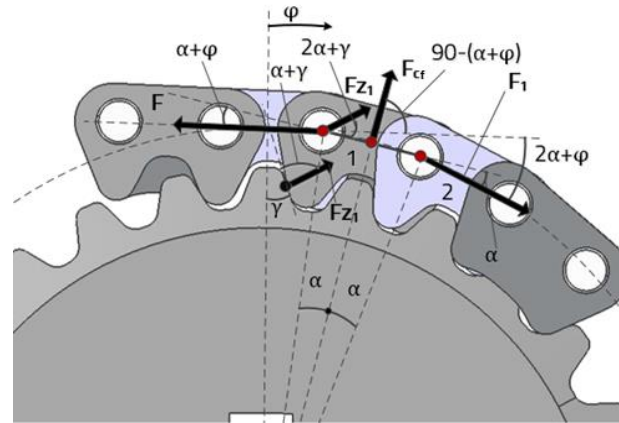


Figura 6.7 Distribuția forțelor, fără forța de frecare din contact

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 transmise 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.

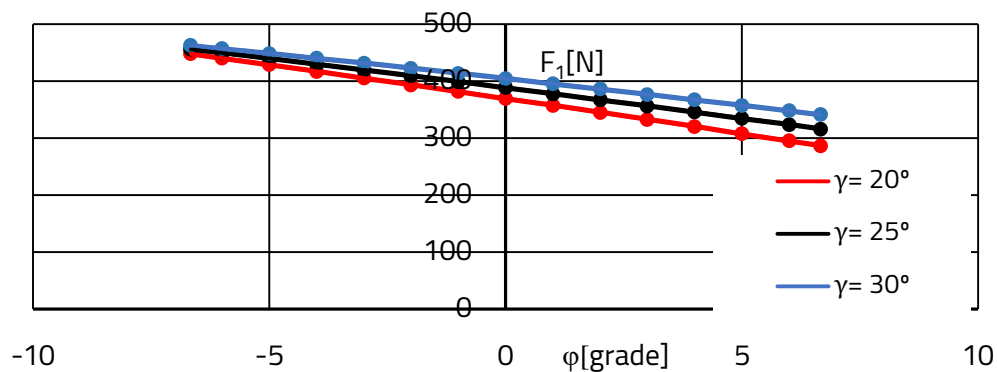


Figura 6.8 Evoluția componentei forței de tensionare pentru prima eclisă care intră în contact

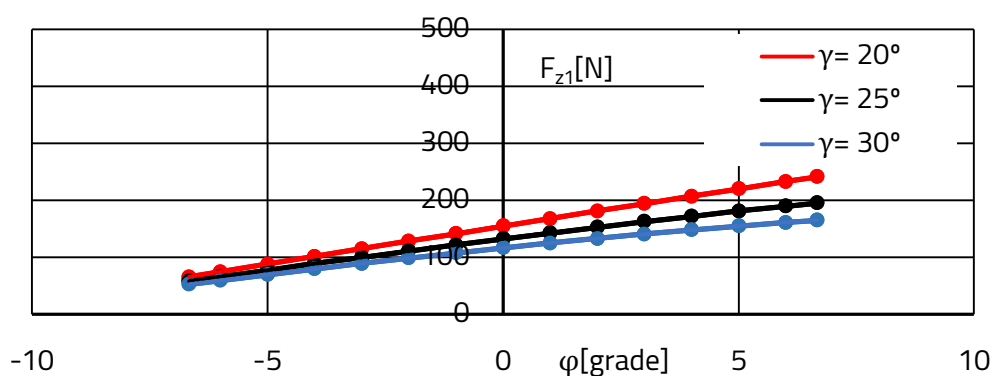


Figura 6.9 Variația forței de contact pentru prima eclisă în contact

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,

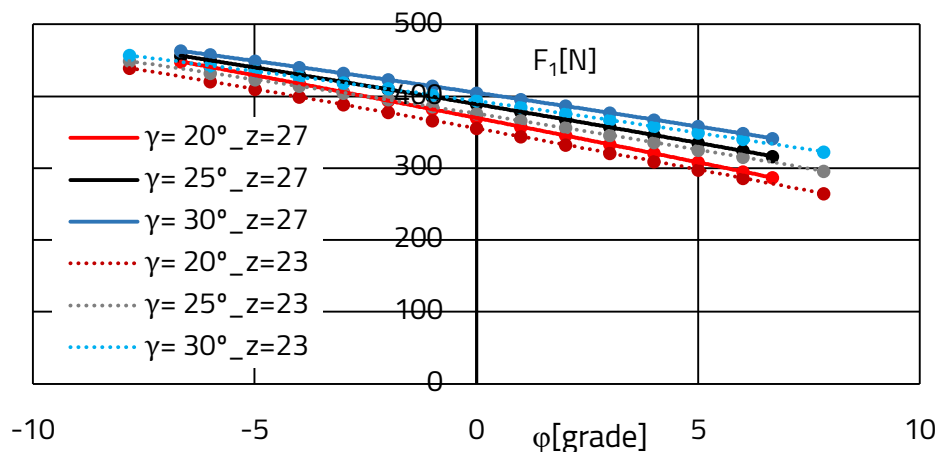


Figura 6.14 Evoluția componentei forței de tensionare pentru $z=27$ și $z=23$, prima eclisă

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.

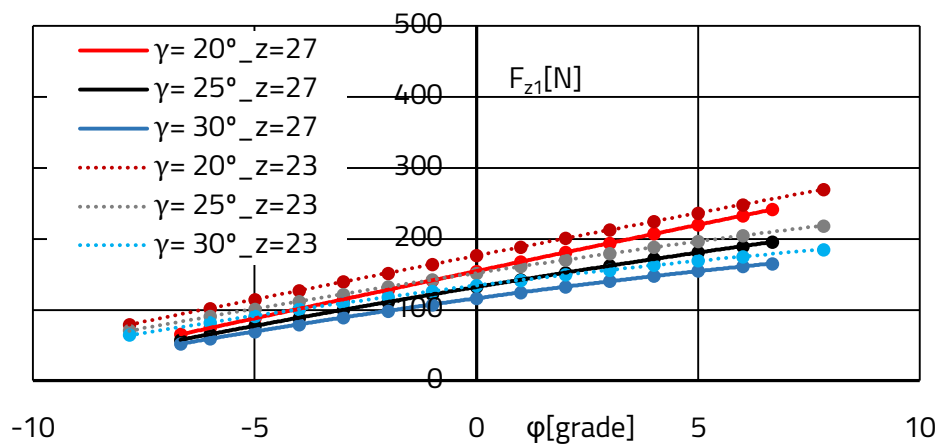


Figura 6.15 Evoluția forței de contact, pentru $z=27$ și $z=23$, prima eclisă

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 forțele vor fi recalulate pentru două turații de 1500 și 3000 de rot/min, pentru un număr de dinți de $z=90$. Pentru turația de 1500 rot/min, valoarea forței

centrifuge asupra unei singure eclise este de 4.807 N, pe când la turația de 3000 rot/min, valoarea acestei forțe crește la 19.230 N. Evoluția componentei forței de tensionare și a forței de contact cu și fără efectele forței centrifuge sunt prezentate în fig. 6.18. respectiv fig. 6.19.

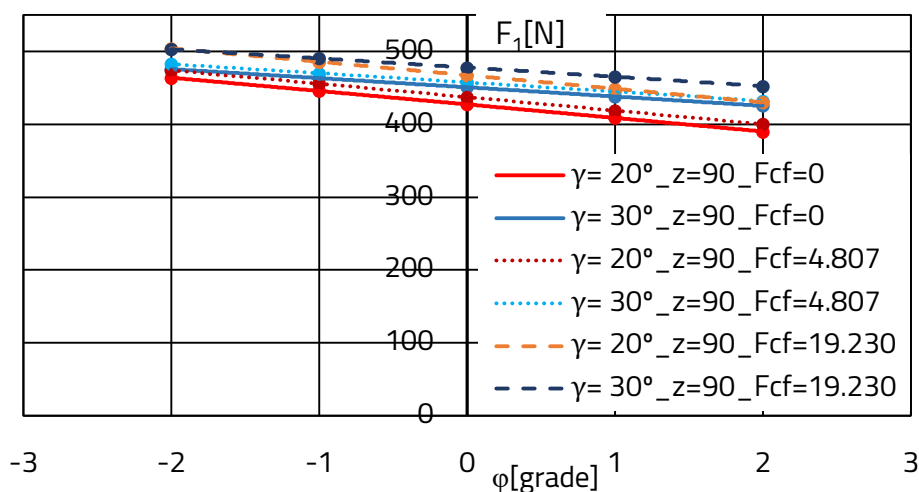


Figura 6.18 Evoluția componentei forței de tensionare pentru $z=90$, prima eclisă

Forța centrifugă are un efect de a crește a valorii componentei forței de tensionare, creând în acest fel tensionare suplimentară a lanțului; pe când forța din contactul între eclisă și roată de lanț prezintă o scădere, față de situația în care forța centrifugă nu este luată în considerare. Scăderea forței de contact are un efect de diminuare a numărului de eclise în contact.

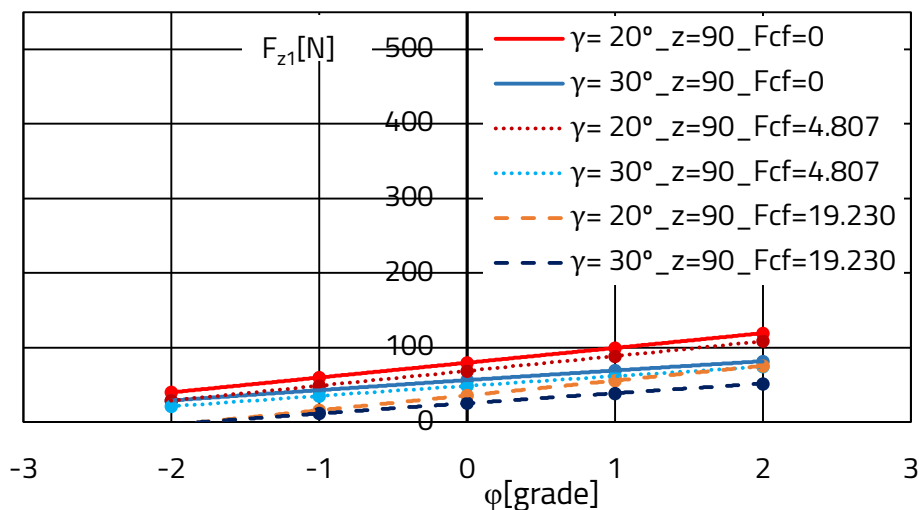


Figura 6.19 Evoluția forței de contact, pentru $z=90$, prima eclisă

6.2.4 Influența forței de frecare

Pentru a evalua modificările pe care introduce forța de frecare într-o transmisie cu lanț dințat, în modelul teoretic prezentat în subcapitolul 6.2.1 s-a adăugat și forța de frecare care apare între

bolț și eclisă, respectiv eclisă și roata de lanț. Aceste forțe vor apărea în ecuațiile de calcul cu ajutorul unui unghi de frecare ε (unghiul dintre normala în punctul de contact și reacțiunea cu frecare), care modifică direcția de acțiune a forțelor de tensionare și de contact. Distribuția forțelor este reprezentată în fig. 6.20.

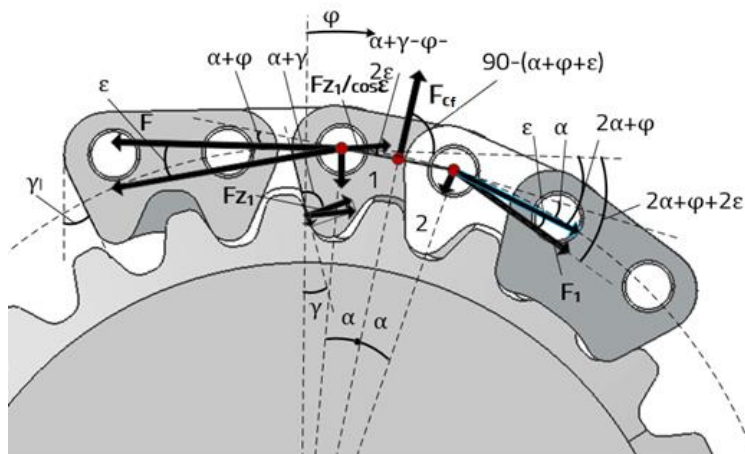


Figura 6.20 Distribuția forțelor ce apar în contactul unui lanț dințat cu o roată de lanț

Asemănător modelului teoretic din subcapitolul 6.2.1, dar incluzând efectele unghiului de frecare se pot scrie ecuațiile componentei 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.

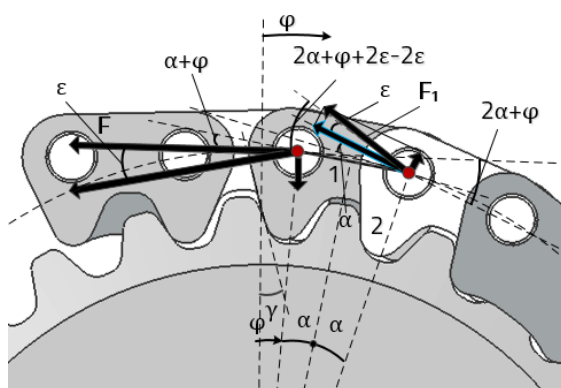


Figura 6.21 Distribuția forțelor pentru următoarea eclisă

Ecuațiile componente 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.

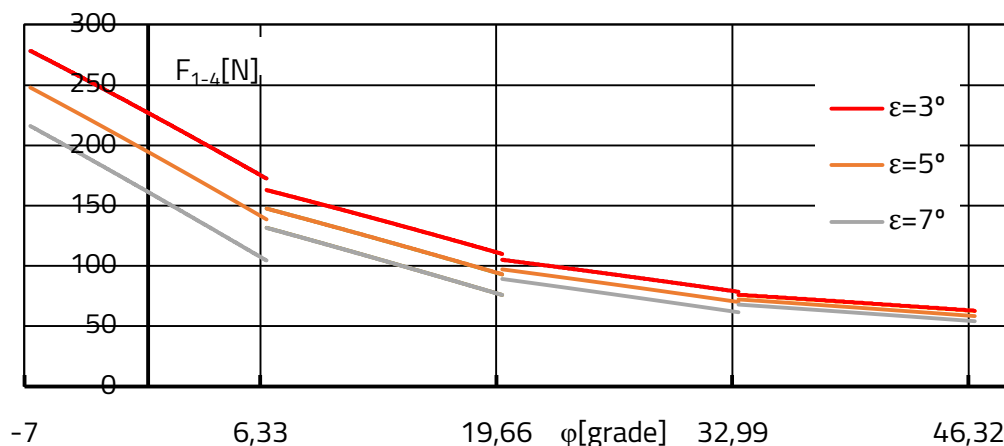


Figura 6.24 Evoluția componentei forței de tensionare pentru primele patru eclise, considerând frecările

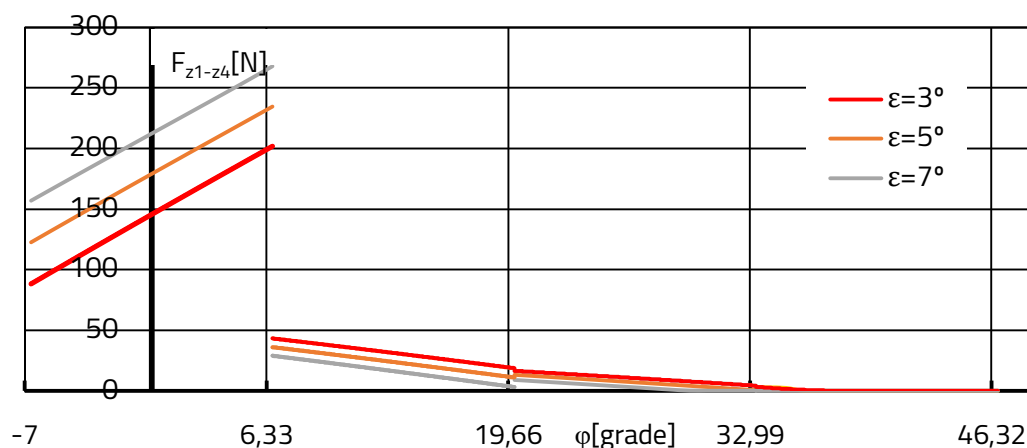


Figura 6.25 Evoluția forței de contact pentru primele patru eclise, considerând frecările

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 teză, în figura 6.27 sunt prezentate urme de uzură pe eclisa de mijloc a lanțului dințat LD6.

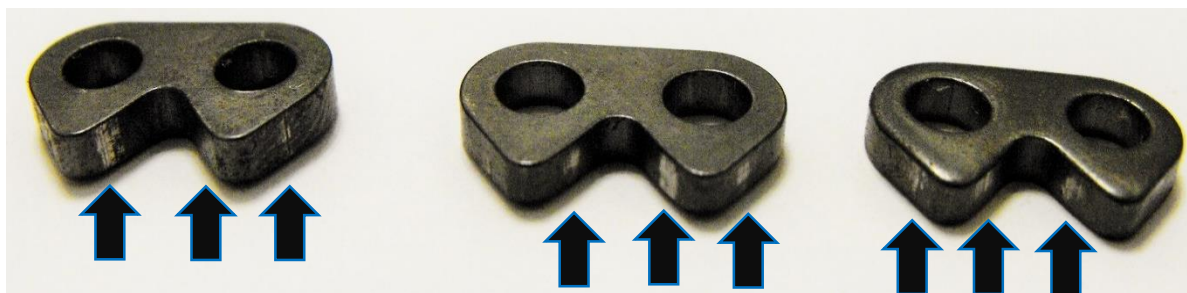


Figura 6.27. Urme de uzură pe eclisa de mijloc a lanțului LD6, în dreapta eclisă de mijloc, în mijloc și în stânga eclisă de interior

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 mărite 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).

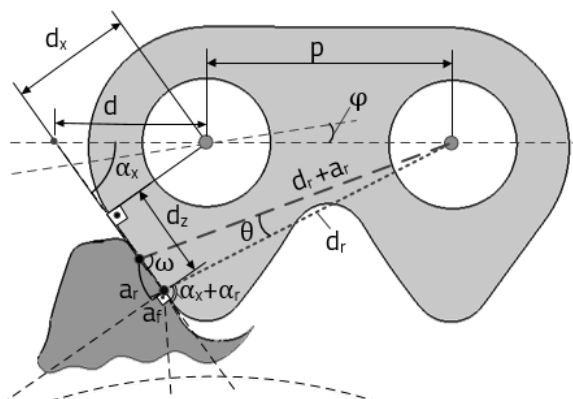


Figura 6.28 Modelul teoretic al deplasării punctului de contact pe roata de lanţ cu efectele uzurii asupra pasului

După calculele efectuate pentru deviaţia a_r (pe direcţie perpendiculară pe flancul exterior a eclisei), deviaţia a_f (pe direcţia distanţei de la punctul de contact la centrul articulaţiei), în prima fază este nevoie de definirea distanţei dintre centrul bolţului şi punctul de contact d_r , urmată de unghiul dintre linia tangentă la cercul care trece prin centrele bolţurilor şi linia dintre punctul de contact şi centrul bolţului 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 bolţului 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 în funcţie de pasul lanţului:

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

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 și roata de lanț; F_{z1} reprezintă forța din contact, dintre dintele roții și eclisă.

Pentru o imagine de ansamblu a nivelului frecării dintre eclisă și roată dințată se va calcula momentul de frecare din articulația cilindrică a eclisei cu bolț [Jur181]:

$$T_{f_bolț} = \mu d_{bolț} F_1, \quad (6.45)$$

unde: μ reprezintă coeficientul de frecare dintre eclisă și bolț (considerat aceeași cu coeficientul de frecare dintre eclisă și roată), $d_{bolț}$ reprezintă diametrul bolțului; F_1 reprezintă forța din brațul corespunzător a lanțului. Asemănător momentul de frecare dintre eclisă și roata de lanț 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 și d_x/p și d_z/p ajută la folosirea rezultatelor acestui studiu pentru a analiza și alte lanțuri cu pas diferit de cel studiat.

Parametrul d_z care indică poziția punctului de contact pentru dinți evolventice, este dependent de numărul de dinți a roții de lanț și de deplasarea de profil a roții.

Figura 6.29 și fig. 6.30 prezintă efectele poziției punctului de contact d_z/p asupra distanței de frecare și asupra momentului de frecare care apare în transmisia cu lanț dințat.

În figura 6.29 este prezentată dependența distanței de frecare (dependent de pasul lanțului în procentaj) de deviația de pas, prezentat în procentaj.

Figura 6.30 prezintă momentele de frecare de la contactul între lanț și roata de lanț, împreună cu momentul de frecare care apare între eclisa lanțului și bolțul de lanț; în funcție de deviația de pas.

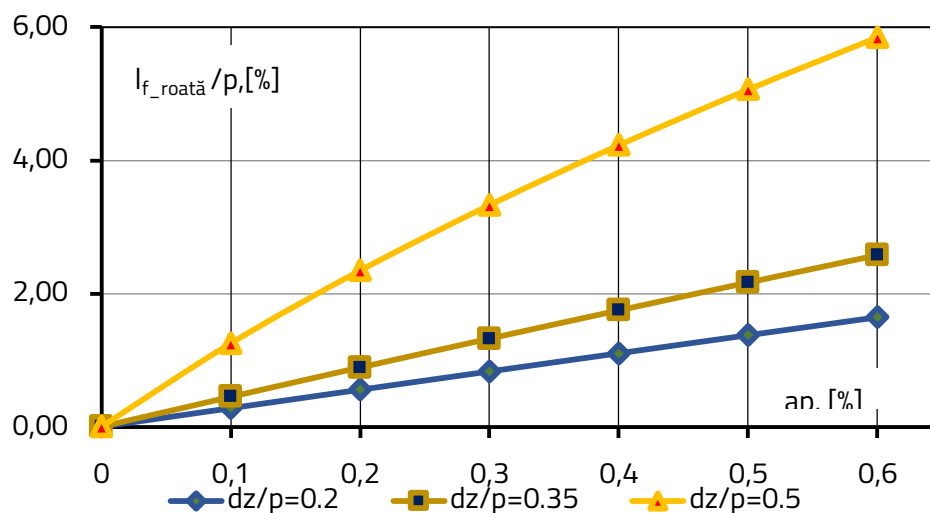


Figura 6.29 Distanța parcursă cu frecare cu alunecare în funcție de deviația de pas cu efectul poziției punctului de contact

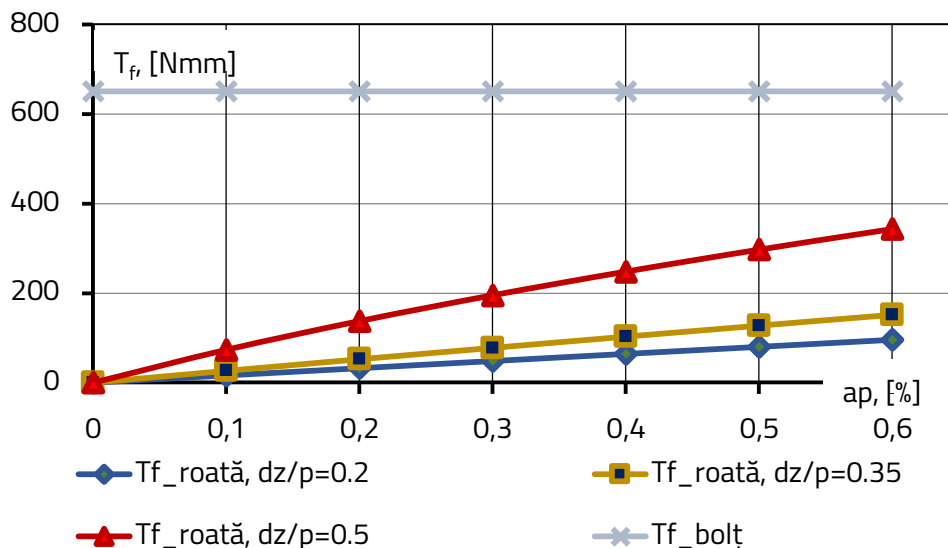


Figura 6.30 Valoare momentului de frecare la nivelul bolțului cu eclisa și la nivelul eclisei cu roata dințată cu efectul poziției punctului de contact

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 bolt-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.

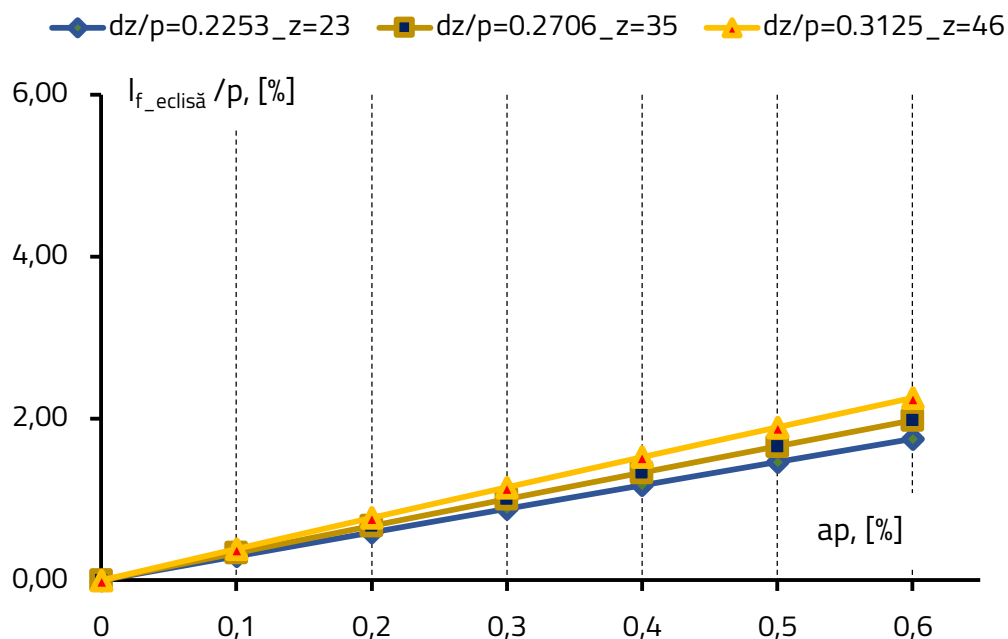


Figura 6.36 Distanţa parcursă cu frecare cu alunecare în funcţie de deviaţia de pas cu efectul poziţiei punctului de contact calculat pentru $z=23$, 35 şi 46 de dinţi

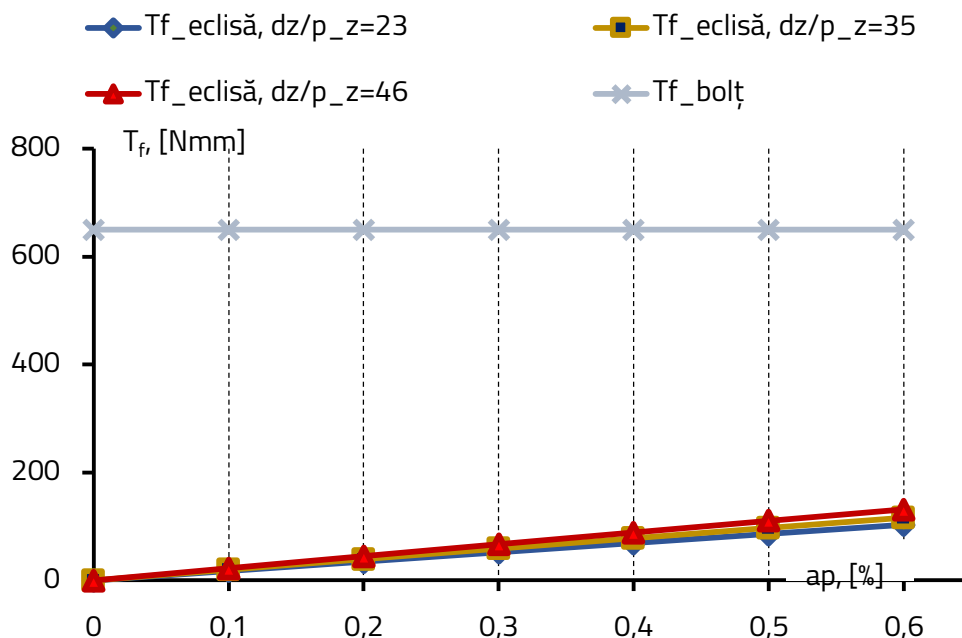


Figura 6.37 Valoare momentului de frecare la nivelul bolţului cu eclisa şi la nivelul eclisei cu roata dinţată cu efectul poziţiei punctului de contact

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 creştere a coeficientului de frecare teoretic cu forţa din articulaţiile lanţului. Conform curbei Stribeck, creşterea 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 la forţa de 1 cât şi la 3 kN, pe când, în cazul numărului de zale de 110, modelul teoretic aproximează bine rezultatele experimentale pe toată plaja de turaţie considerată, la 1 şi 3 kN.

Diferenţele de 5% între valorile calculate şi măsurate a forţei centrifuge pot veni de la precizia redusă 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 subtăierea 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 subtăiere; 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 și 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 și 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 aceeași grafic a momentului de frecare rezultat dintre bolţ și eclisă cu momentul de frecare calculat dintre eclisă și roata dinţată (separat alunecare pe dinte și pe eclisă), ajută la o mai bună înţelegere a situaţiei frecării dintr-o transmisie cu lanţ dinţat.

Conform rezultatelor teoretice, prin considerarea aceluiași coeficient de frecare bolţ-eclisă, respectiv, roată dinţată-eclisă, frecarea ce apare între eclisă și roata dinţată poate depăși jumătate din frecarea ce apare între eclisă și 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 și efectuarea măsurărilor experimentale a momentelor de frecare în cazul lanţurilor dinţate LD6 și LD8 în diferite condiții de funcționare, urmată de trasarea și interpretarea graficelor variației momentelor de frecare, pe baza rezultatelor experimentale de la rulmenți la diferite temperaturi, diferite forțe de tensionare și temperaturi a uleiului lubrifiant.
- Trasarea și interpretarea diagramelor momentelor de frecare atât individual, cât și comparativ a lanţurilor LD6 și LD8 pe baza rezultatelor experimentale, pentru diferite temperaturi a uleiului lubrifiant de 40-90-115 °C, pentru diferite condiții de tensionare de 0.5, 1, 2, 3 kN și pentru diferite turații a transmisiei prin lanţ dinţat, de 500, 1000, 1800, 3000, 5000 rot/min.
- Compararea rezultatelor experimentale pentru cele două lanţuri, în diferite condiții de funcționare, pentru evidențierea diferențelor datorate parametrilor geometrici.

- Dezvoltarea și aplicarea unui model teoretic pentru evaluarea momentului de frecare datorat articulațiilor lanțului, pentru raport de transmitere $i=1$ și evidențierea diferențelor între rezultatele modelului teoretic și cele experimentale pentru fiecare tip de lanț, la diferite condiții de funcționare și formularea unei concluzii legate de prezența de frecare limită sau mixtă cel puțin predominantă în articulații.

Capitolul 3

- Efectuarea măsurărilor experimentale a momentelor de frecare în cazul lanțurilor dințate pentru LD6 în diferite condiții de funcționare la $i=2$, urmată de realizarea și interpretarea diagramelor momentelor de frecare în cazul $i=2$, a lanțului LD6 pe baza rezultatelor experimentale, pentru diferite temperaturi a uleiului lubrifiant de 40-90°C, pentru diferite condiții de tensionare de 0.5, 1, 2, 3 kN și pentru diferite turații a transmisiei prin lanț dințat, de 500, 1000, 1800, 3000, 5000 rot/min.
- Dezvoltarea și aplicarea modelului teoretic pentru aproximarea momentului de frecare la diferite condiții de funcționare, pentru raport de transmitere $i=2$, în funcție 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 lanț, la diferite condiții de funcționare.

Capitolul 4

- Aplicarea modelului Ocvirck articulației eclisă dințată-bolț din lanțul dințat LD6, rezolvarea numerică și interpretarea rezultatelor pentru evaluarea teoretică a condițiilor de ungere și frecare în articulația lanțurilor dințate.

Capitolul 5

- Dezvoltarea modelului teoretic pentru evaluarea efectului forței centrifuge asupra întinderii suplimentare a lanțului, respectiv destinderii arborilor, cu luarea în considerare a rigidității elementelor transmisiei prin lanț.
- Dezvoltarea procedurii de testare și realizarea măsurărilor experimentale pentru a evidenția efectul forței centrifuge asupra încărcării elementelor transmisiei prin lanț și a valida modelul teoretic propus.

Capitolul 6

- Dezvoltarea unui model teoretic aplicat transmisiei cu lanț dințat pentru evaluarea efectelor variației parametrilor eclisei dințate asupra coeficientului deplasării de profil a roții de lanț, la roți evolventice de lanț, urmată de trasarea și interpretarea diagramelor unde parametri de bază ai eclisei prezintă influențe asupra coeficientului deplasării de profil sau poziției punctului de contact dinte-eclisă.
- Realizarea modelului teoretic de distribuție a forțelor din contactul între eclisele lanțului dințat și roata dințată, de asemenea, realizarea și interpretarea diagramelor care tratează

atât efectele numărului de dinți, influența forței centrifuge cât și influența forței de frecare dintre eclisă și roata dințată.

- Dezvoltarea unui model teoretic al frecării dintre eclisă și roata de lanț, bazat pe determinarea deplasării punctului de contact între flancul dintelui și eclisă în urma deviației de pas, cu tratarea separată a alunecării de-a lungul flancului dintelui, respectiv de-a lungul flancului eclisei, cu analiza influențelor poziției inițiale a punctului de contact și a dimensiunilor eclisei dințate.
- Nu în ultimul rând, realizarea comparației între valoarea momentelor de frecare rezultate teoretic din contactul eclisă-bolț și din contactul eclisă-roată dințată pentru formularea unor concluzii privind atenția care trebuie acordată frecării eclisă-roată de lanț.

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 11 lucrări științifice indexate ISI și 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.

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 lubrificație, Editura Gheorghe Asachi Iași, Iași, 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 și experimental al pierderilor prin frecare din transmisia prin lanț cu bucușe. Universitatea Transilvania din Braşov, 2015.
- Vel13 Velicu, R., Lateș, M. T., Săulescu, R., Todi-Eftimie, A. L., Theoretical and experimental study of friction in bearing mountings." IBERTIB2013, 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 și experimentale asupra frecării din lanțurile dințate

Doctorand: ing. Jurj Lenard

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

Obiectivul principal al tezei se referă la îmbunătățirea modelului teoretic pentru evaluarea frecărilor din transmisiile prin lanț dințat, pe baza unor evaluări experimentale. Pentru atingerea acestui obiectiv este necesară identificarea condițiilor de frecare, realizarea de măsurători experimentale pe transmisia etalon, cu raport de transmitere de $i=1$, două dimensiuni de lanț – propunerea unui mod de utilizare a acestor rezultate pentru caracterizarea transmisiei cu raport de transmitere de $i=2$ (situație funcțională în sistemul de distribuție a motoarelor cu ardere internă). Evaluarea teoretică a condițiilor de ungere ce apar în articulațiile lanțului dințat indică, la fel ca rezultatele experimentale, existența frecării limită sau mixtă în articulații. Sunt studiate experimental și teoretic efectele componentei forței centrifuge asupra încărcării elementelor transmisiilor prin lanț dințat, cu efect asupra frecărilor. În final este prezentată o modelare matematică a pierderilor prin frecare din lanțurile dințate, date de frecarea eclise-roți de lanț, cu luarea în considerare a parametrilor geometrici și funcționali, dar mai ales a abaterilor de pas la nivelul zalelor, determinate de erori de execuție, uzuri și deformații 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 ration 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, ware and elastic deformations.



CURRICULUM VITAE

DATE PERSONALE

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

STUDII

20015-2019
Doctorat
Universitatea "Transilvania" Braşov, Romania; Facultatea: Design de Prods şi Mediu
Teză: **Cercetări teoretice şi experimentale asupra frecării din lanţurile dinţate;**
Conducător ştiinţific: prof.dr.ing. **Radu Velicu**

2013-2015
Master
Universitatea "Transilvania" Braşov, Romania; Facultatea: Ing. Mecanică
Specializare: **Virtual Engineering in Automotive Design (Inginerie Virtuală în Proiectarea Autovehiculelor -lb. engleză)**

2009-2013
Licenţă
Universitatea "Transilvania" Braşov, Romania; Facultatea: Inginerie 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 staŃe.
2017 ian. – 2018 oct. : S.C C-con T.D. S.R.L– Inginer proiectant staŃe.
2018. oct. – prezent : S.C RASKO ENGINEERING S.R.L– Inginer proiectant staŃe

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 internaŃionali – Chain Drive System Dynamic Tribology II, Schaeffler Group SRL, Herzogenaurach, Germania

DE CERCETARE ŞTIINŢIFICĂ

PUBLIICAŢII :

11 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

20015-2019 "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:

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



Universitatea
Transilvania
din Braşov



Universitatea
Transilvania
din Braşov