



Universitatea
Transilvania
din Braşov

Universitatea
Transilvania din Braşov

TEZĂ DE ABILITARE

**CERCETĂRI ASUPRA SOLUȚIILOR DE CREȘTERE A
EFICIENȚEI SISTEMELOR MECANICE**

Domeniul: Inginerie mecanică

**Autor: Conf.dr.ing. Mihai - Tiberiu LATEȘ
Universitatea Transilvania din Braşov**

BRASOV, 2019

CUPRINS

Mulțumiri	3
A1. Rezumat	4
A2. Summary	6
B. Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	
B1. Realizări științifice și profesionale	8
INTRODUCERE	8
I. MODELAREA ȘI ANALIZA FUNCȚIONALĂ A SISTEMELOR DE ORIENTARE	10
I.1. Modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice	10
<i>I.1.1. Elemente constructive</i>	10
<i>I.1.2. Modelarea cu elemente finite</i>	15
<i>I.1.3. Modelarea sistemului de control</i>	25
I.2. Modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a captatoarelor solare	33
<i>I.2.1. Elemente constructive</i>	33
<i>I.2.2. Modelarea sistemului de control</i>	34
I.3. Concluzii	39
II. CERCETĂRI ASUPRA ASPECTELOR FUNCȚIONAL - CONSTRUCTIVE ALE TRANSMISIILOR MECANICE	40
II.1. Analiza funcțională a rulmenților	40
<i>II.1.1. Determinarea momentului de frecare din rulmenți</i>	41
<i>II.1.2. Determinarea presiunilor locale de contact</i>	47
II.2. Analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin curele trapezoidale	51
<i>II.2.1. Elemente constructive și de exploatare</i>	52
<i>II.2.2. Determinarea tensiunilor din curea</i>	57
II.3. Analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin lanț	60
<i>II.3.1. Analiza constructivă</i>	60
<i>II.3.2. Determinarea presiunilor locale de contact</i>	66

II.3.3. Modelarea tribologică a distribuției forțelor normale pe eclise	75
II.3.4. Determinarea parametrilor de material pentru poliamidă	86
II.3.5. Studiul fenomenului de frecare din contactul patină/eclisă	88
II.4. Studiul frecării între cuplurile de materiale oțel / poliamidă	93
II.4.1. Testarea tribologică a contactului eclisă/PA66 în mișcare de rotație	94
II.4.2. Testarea tribologică a contactului eclisă/PA46 în mișcare de rotație	99
II.4.3. Testări asupra contactului eclisă/PA66, PA46 în condiții nelubrificate	104
II.4.4. Testări tribologice ale contactului eclisă/PA66, PA46 în mișcare de translație	108
II.4.5. Testări tribologice ale contactului punctiform oțel/PA66, PA46	111
II.4.6. Poliamide noi. Testări tribologice ale contactului de tip suprafață	116
II.4.7. Prelucrarea datelor experimentale	120
II.5. Concluzii	125
B2. Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei	130
B3. Bibliografie	142

MULȚUMIRI

Teza de abilitare cuprinde cercetările din perioada de după susținerea publică a tezei de doctorat, 2003 - 2019 și, drept urmare, simt o obligație morală de a mulțumi celor care au contribuit direct sau indirect, în acea perioadă, la devenirea mea pe plan profesional.

În primul rând adresez mulțumiri domnului prof.dr.ing. Radu VELICU, director al proiectului de cercetare *CDS Dynamic Tribology*, contract încheiat cu *Schaeffler Group*, faza I 2012 - 2015, faza II 2015 - 2018, coleg cu care am avut strânse colaborări atât în cercetare cât și pe plan didactic, activitățile mele de cercetare desfășurându-se în foarte mare măsură, în cadrul acestui proiect. Pentru toate oportunitățile oferite, îi mulțumesc.

În al doilea rând, doresc să mulțumesc colectivului proiectului de cercetare amintit, colectiv încheiat ca o familie științifică și care, prin munca în echipă, a contribuit la progresul meu științific. Exprim mulțumiri domnului șef.lucr.dr.ing. Cătălin GAVRILĂ, domnului prof.dr.ing. Radu SĂULESCU, domnului dr.ing. Silviu POPA și domnului dr.ing. Radu PAPUC.

A1. REZUMAT

Teza de abilitare prezintă cercetările subsemnatului din perioada de după susținerea publică a tezei de doctorat, 2003 - 2019, cercetări realizate în principal, în domeniul soluțiilor de creșterea a eficienței sistemelor mecanice. Practic, acestea urmăresc identificarea de soluții de utilizare și de construcție a sistemelor mecanice caracterizate prin dimensiuni de componente și de gabarit reduse, reducerea perioadelor tranzitorii din timpul de funcționare a sistemelor mecanice și creșterea randamentului acestor sisteme.

Prin soluțiile de creștere a eficienței sistemelor mecanice se asigură, economii de material, de consum de energie și creșterea perioadei de funcționare (cu condiția îndeplinirii condițiilor de funcționalitate și de rezistență mecanică).

Ținând seama de aceste considerente, teza de abilitare prezintă cercetări orientate după două direcții:

- modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare;
- cercetări asupra aspectelor funcțional - constructive ale transmisiilor mecanice.

Prima direcție de cercetare are în vedere realizarea de modelări și analize statice, de frecvențe proprii, modelarea sistemului de control, în vederea îndeplinirii condițiilor de rezistență mecanică și de funcționalitate ale sistemelor de orientare, urmărindu-se realizarea de economii de material și reducerea perioadelor tranzitorii din timpul de funcționare a sistemelor de orientare.

A doua direcție de cercetare abordează problematica obținerii de gabarite reduse ale transmisiilor mecanice, identificarea condițiilor de funcționare și a materialelor componentelor pentru care aceste transmisii au randament mărit și implicit durate de funcționare mai mari. Astfel, au fost realizate cercetări asupra frecării în rulmenți, asupra aspectelor constructive ale transmisiilor prin curele trapezoidale și prin lanț, precum și asupra frecării dintre patina de întindere și lanț.

Cercetările din teza de abilitare sunt prezentate, în continuare, separat pentru fiecare capitol.

Capitolul I.1 prezintă modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice. La început, sunt prezentate câteva soluții constructive de sisteme de orientare cu precizarea criteriilor de alegere a actuatorilor și montajelor cu rulmenți; de asemenea este evidențiată metodică de calcul a forțelor care acționează asupra actuatorului și rulmenților. După prezentarea unor aspecte teoretice referitoare la modelarea cu metoda elementelor finite, este realizată analiza statică și de frecvențe proprii cu elemente finite a sistemului de orientare. În etapa următoare este modelat sistemul de control pentru sistemul de orientare cu două grade de mobilitate și este simulată dinamic mișcarea acestuia. Sunt prezentate concluzii referitoare la rezistența mecanică a structurii, la frecvențele proprii de vibrație ale acesteia, la perioadele tranzitorii și la erorile de poziție ale sistemului de orientare.

Capitolul I.2 prezintă modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a captatoarelor solare, cu prezentarea, la început, a câtorva variante constructive. În continuare este realizată modelarea sistemului de control pentru un sistem de orientare cu un grad de mobilitate și este simulată dinamic mișcarea acestuia. Sunt prezentate concluzii referitoare la perioadele tranzitorii și la erorile de poziție ale sistemului de orientare.

Capitolul I.3 prezintă concluzii.

Capitolul II.1 prezintă analiza funcțională a rulmenților identificându-se variantele constructive și condițiile de funcționare pentru obținerea unor frecări reduse. Se studiază comparativ frecarea în rulmentul radial cu bile, rulmentul radial cu bile pe două rânduri, rulmentul radial cu bile etanșat pe ambele părți și rulmentul radial-axial cu bile. Prin testări se determină, pentru fiecare rulment, variația momentului de frecare cu forța radială și cu turația; apoi, prin analiza cu metoda elementelor finite, se determină variația presiunii locale de contact cu forța radială și cu turația. Sunt prezentate concluzii referitoare la condițiile de funcționare și tipurile de rulmenți care asigură randamente mari.

Analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin curele trapezoidale este realizată în **capitolul II.2**. Este prezentat calculul de proiectare al acestor transmisii și determinarea tensiunilor echivalente prin analiza cu metoda elementului finit, identificându-se soluțiile care asigură dimensiuni de gabarit reduse și tensiuni mici la încărcări mari.

Capitolul II.3 prezintă analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin lanț. La început se prezintă o analiză analitică a elementelor constructive ale transmisiilor prin lanț, analiza cu metoda elementelor finite a presiunilor locale în contactul patină de întindere / eclisă și modelarea tribologică a distribuției presiunilor pe eclise, în vederea identificării soluțiilor care asigură gabarit redus. Sunt prezentate teste prin care se determină caracteristicile de material ale materialului părții active ale patinei de întindere și sunt realizate testări privind fenomenul de frecare dintre patina de întindere și eclisă.

Studiul frecării între cuplurile de materiale oțel / poliamidă este prezentat în **capitolul II.4**. În prima parte, sunt prezentate teste care evidențiază frecarea în contactele eclisă de lanț / poliamidă PA66 și PA46 ca materiale care sunt utilizate în construcția părții active a patinei de întindere. Ca rezultate se urmărește studiul uzurii și al coeficienților de frecare în diferite situații de încărcare, pentru viteze și temperaturi variabile, în condiții de lubrifiere sau nu. Se testează, în final și poliamide noi (modificate cu Teflon (PTFE)). Se prezintă condițiile de funcționare și materialele care asigură randamente mari.

Capitolul II.5 prezintă concluzii.

Capitolul B2 prezintă planurile de evoluție și dezvoltare a carierei.

A2. SUMMARY

The habilitation thesis presents my own research activities achieved after the public presentation of my PhD thesis, for the period of 2003 - 2019. The research activities are oriented in the field of the solutions used to increase the efficiency of the mechanical systems. Practically, the aim of these solutions is to identify solutions to use and to design mechanical systems with overall and components small dimensions, with small transient periods and with increased efficiency.

By increasing the efficiency of the mechanical systems, it is reduced the materials and the energy consumption and the use period of the mechanical systems is increased (by accomplishing the conditions of functionality and of the mechanical strength).

According to these, the habilitation thesis presents the research activities oriented about two directions:

- the modelling and the functional analysis of the tracking systems;
- researches on the functional - constructive aspects of the mechanical transmissions.

The purpose of the first research direction is to perform the static and the eigen value modelling and analyses, the modelling of the control systems in order to achieve the mechanical strength and the functionality conditions for the tracking systems; the researches are focused on the reducing of the materials consumption and the transient periods.

The second research direction is focused on obtaining small overall dimensions of the mechanical transmissions, on identifying their functioning condition, on identifying the materials of some components in order to gain higher efficiencies and higher functioning periods. According to these, there are performed studies on the friction from the ball bearings, on the constructive aspects of the V-belt and chain drive transmissions and on the friction between the tensioning guide and the chain.

The researches from the habilitation thesis are presented, for each chapter, in the next steps.

The **chapter I.1** presents the modelling and functional analysis of the PV panels tracking systems. First, there are presented some constructive solutions, by indicating the criterias which are on the base of choosing process of the actuators and of the bearings mountings; it is presented the calculus methodology of the loads which are acting on the actuator and on the bearings. After presenting some theoretical aspects of the modelling with the finite elements method, the static and the eigen value analyses are performed. In the next step, the control system is modelled and the dynamic analysis is simulated for a two degrees of freedom tracking system. There are presented conclusions regarding the mechanical strength and the free frequencies of the structure and regarding its transient periods and its positioning errors.

Chapter I.2 presents the functional modelling and analysis of solar collectors tracking systems, by indicating, at the

beginning, some constructive solutions. The control system is modelled for a one degree of freedom tracking system. The conclusions are based on the results offered by the dynamic simulation of the tracking system and are focused on the transient periods and on the positioning errors.

Chapter I.3 presents the conclusions.

Chapter II.1 presents the functional analysis of the ball bearings and is focused on identifying the constructive variants and the functioning conditions in order to obtain small friction losses. Comparatively, it is studied the friction in the radial ball bearing, in the two rows radial ball bearing, the sealed radial ball bearing and the angular ball bearing. By performing tests, it is determined for each ball bearing, the variation of the friction torque with the radial load and with the rotation of the inner ring. By using the results from the tests and by using the finite element analysis, is determined the variation of the contact pressure with the radial load and the inner rings rotation. There are presented conclusions which indicate the bearings typology and the functioning conditions with high efficiencies.

The functional and constructive analysis of the V-belt transmissions is presented in the **chapter II.2**. It is presented the design calculus of these transmissions and the equivalent stresses are determined by using the finite element analysis. There are identified the constructive solutions with small overall dimensions and small equivalent stress at high loadings.

Chapter II.3 presents the functional and constructive analysis of the chain drive transmissions. First, an analytically analysis of the constructive elements for the chain drive transmissions is presented; in the next step is presented the local pressures from the guide/link contacts analysis with the finite elements method. In the next step it is presented the tribological modelling of the pressures distributions on the chain links. The aim of all of these studies is to find out the constructive solutions with small overall dimensions. There are presented tests which are used to find out some material parameters of the guides active part. Finally it is studied, by performing tests, the friction phenomenon in the contact between the tensioning guide and the chain link.

The study of the friction in the steel/polyamides contacts is presented in **chapter II.4**. In the first part, there are performed tests which are studying the friction in the contacts between the chain link and the PA66 and PA46 polyamides, as materials which are used to design the active part of the tensioning guide. As results, there are presented the studies of the wear and of the friction coefficient under different loadings, speeds, temperatures in lubricated or dry conditions. Finally there are studied new type polyamides (Teflon (PTFE) modified). There are presented the functioning conditions for all the tested materials which assure high efficiencies.

Chapter II.5 presents the conclusions.

Chapter B2 presents the profesional career development plans.

B. REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE ȘI PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

B1. REALIZĂRI ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE

INTRODUCERE

În această parte, teza de abilitare cuprinde principalele cercetări realizate de către autorul lucrării, în perioada 2003 - 2019, după obținerea titlului științific de doctor în domeniul inginerie mecanică. Teza de doctorat *Cuplaje cu contacte mobile* a fost elaborată sub coordonarea științifică a domnului prof.dr.ing. Aurel Jula, fiind susținută public în anul 2003.

Realizările științifice și profesionale raportate la perioada 2003 - 2019 sunt orientate, în principal, asupra soluțiilor de creștere a eficienței sistemelor mecanice. Acest domeniu de cercetare se încadrează în direcțiile actuale de cercetare de pe plan mondial, direcții care pornesc în general, din necesitatea reducerii consumului de energie, de utilizare a tehnologiilor „verzi”, de identificare a soluțiilor care presupun reducerea consumului de material pentru producerea componentelor mecanice, de identificare a unor soluții tehnice cu impact redus asupra mediului (reducerea poluării prin noxe și prin deșeuri). Astfel, globalizarea orientează produsele existente pe piață, și implicit companiile producătoare, pentru a fi în concordanță cu legislația tot mai restrictivă privind protejarea mediului. O soluție la îndeplinirea acestor deziderate o constituie **creșterea eficienței sistemelor mecanice**, eficiența fiind percepută ca un concept general care înglobează mai multe problematice:

- problematica identificării de soluții de sisteme mecanice caracterizate prin **dimensiuni de componente și de gabarit reduce**, care să îndeplinească însă, condițiile de funcționalitate și de rezistență mecanică, în acest fel realizându-se economii de material;
- problematica identificării de soluții care să ducă la **reducerea perioadelor tranzitorii și a suprareglajului** din timpul de funcționare al sistemelor mecanice (perioadele tranzitorii fiind caracterizate ca perioade cu consum ridicat de energie);
- problematica identificării de soluții care să ducă la **creșterea randamentului** sistemelor mecanice (reducându-se astfel consumul de energie al sistemelor mecanice) cu influență directă asupra creșterii duratei de funcționare a acestora.

Având în vedere cele trei problematice enunțate, realizările științifice ale subsemnatului din perioada 2003 - 2019, se încadrează în două direcții de cercetare principale, direcții care constituie domeniile de cercetare prezentate în prezenta lucrare.

Prima direcție se referă la modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice și, respectiv,

a captatoarelor solare. Această direcție are în vedere realizarea de modelări și analize statice, de frecvențe proprii, modelarea sistemului de control, în vederea îndeplinirii condițiilor de rezistență mecanică și de funcționalitate ale sistemelor de orientare, urmărindu-se realizarea de economii de material și reducerea perioadelor tranzitorii și a suprareglajului din timpul de funcționare a sistemelor de orientare.

A doua direcție de cercetare se referă la cercetări asupra aspectelor funcțional - constructive ale transmisiilor mecanice. Această direcție s-a concretizat în timp ca urmare a implicării autorului în calitate de director științific în proiectul de cercetare *CDS Dynamic Tribology*, contract încheiat cu *Schaeffler Group* (director de proiect domnul prof.dr.ing. Radu Velicu), faza I 2012 - 2015, faza II 2015 - 2018. Probleme principale abordate în această direcție urmăresc obținerea de gabarite reduse ale transmisiilor mecanice, identificarea condițiilor de funcționare și a materialelor componentelor pentru care aceste transmisii au randament mărit și implicit durate de funcționare mai mari. Astfel, au fost realizate cercetări asupra frecării în rulmenți, asupra aspectelor constructive ale transmisiilor prin curele trapezoidale și prin lanț, precum și asupra frecării dintre patina de întindere și lanț.

I. MODELAREA ȘI ANALIZA FUNCȚIONALĂ A SISTEMELOR DE ORIENTARE

Modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice și, respectiv, a captatoarelor solare, reprezintă domeniul în care s-au concretizat o parte din cercetările subsemnatului în perioada de după obținerea titlului de doctor, acestea concretizându-se în modelarea și analiza cu metoda elementelor finite, precum și în modelarea sistemului de control în vederea verificării condițiilor de rezistență mecanică, a identificării situațiilor critice corespunzătoare frecvențelor proprii de vibrație și de funcționare stabilă din punct de vedere dinamic [6, 46, 48, 49, 50, 77, 113, 114, 115, 116].

Obiectivul acestor analize îl constituie verificarea din punct de vedere al rezistenței mecanice a soluțiilor sistemelor de orientare caracterizate prin dimensiuni de componente și de gabarit reduse și de asemenea, modelarea sistemului de control în vederea obținerii unor perioade tranzitorii reduse în timpul funcționării acestora; astfel, prin dimensiunile de gabarit reduse se realizează economii de material (și implicit, datorită greutateilor reduse ale componentelor aflate în mișcare, se realizează economii de energie consumată), iar prin reducerea perioadelor tranzitorii și a suprareglajului se conferă sistemului stabilitate dinamică și, implicit, reducerea consumului de energie.

Sistemele de orientare a panourilor fotovoltaice și a captatoarelor solare, sunt sisteme mecatronice complexe, echipate cu structuri mecanice, senzori și actuatori și a căror funcționare

și precizie de poziționare este influențată de deformațiile datorate sarcinilor exterioare.

Sistemele de orientare sunt utilizate în vederea creșterii eficienței panourilor fotovoltaice și, respectiv, a captatoarelor solare, prin orientarea acestora astfel încât razele soarelui să cadă după o direcție cât mai apropiată de normala la suprafața lor activă. Ținând seama de gradul de mobilitate al acestora, sistemele de orientare se clasifică în:

- sisteme de orientare cu un grad de mobilitate corespunzător mișcării diurne a soarelui, situație în care sistemul de orientare orientează panourile fotovoltaice sau captatoarele solare după o mișcare de la est la vest;
- sisteme de orientare cu două grade de mobilitate, unul corespunzător mișcării diurne, iar celălalt corespunzător mișcării sezoniere, după azimut - aceste sisteme, fiind utilizate, cu precădere pentru orientarea panourilor fotovoltaice și mai puțin în cazul captatoarelor solare.

I.1. Modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice

I.1.1. Elemente constructive

Sistemele de orientare a panourilor fotovoltaice se utilizează pentru orientarea prin mișcarea diurnă cât și pentru orientarea prin mișcarea sezonieră, în acest ultim caz, sistemul de orientare de mobilitate egală cu 2 conferind panourilor o eficientizare maximă [48, 50]. În continuare, elementele constructive ale acestora sunt evidențiate având la bază cercetările realizate de autor în domeniu [6, 46, 48, 50, 77, 113, 114].

Disponerea sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice poate fi realizată prin sisteme de orientare dispuse singular sau matricial - fig. I.1.1 [139, 140].



Fig. I.1.1. Sisteme de orientare dispuse singular, respectiv matricial [139, 140]

În cazul dispunerii matriciale, pentru fiecare mobilitate a fiecărui sistem de orientare este utilizat câte un actuator; dacă sistemele de orientare sunt dispuse în serii de câte un rând atunci câte un actuator este utilizat pentru a acționa fiecare mobilitate a fiecărui rând de sisteme de orientare - fig. I.1.2.



Fig. I.1.2. Sisteme de orientare dispuse după un rând

Procesul de proiectare a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice presupune, într-o primă etapă, alegerea actuatorului; pentru aceasta este necesară identificarea valorilor parametrilor necesari alegerii actuatorului - cursa necesară și forța axială. Cursa este determinată geometric în funcție de dimensiunile sistemului de orientare și de mișcarea necesară a fi efectuată. Forța axială este determinată ca sumă a forței care provine de la acțiunea vântului și care revine actuatorului și forța de greutate pe care actuatorul trebuie să o deplaseze [50, 114, 119, 120]; ținând seama de faptul că rama se sprijină în trei lagăre (două lagăre cu rulmenți și articulația actuatorului) se asumă faptul că această repartizare se realizează în mod egal pe cele trei lagăre și toate forțele acționează după direcția axială a actuatorului, deci

$$F_a = \frac{1}{3}(F_v + F_G). \quad (\text{I.1.1})$$

Forța datorată vântului se determină în funcție de presiunea p cu care acesta acționează asupra suprafeței de arie A care totalizează panourile necesare a fi orientate, dispuse pe rama de susținere

$$F_w = c_f q_p A_{ref}, \quad (\text{I.1.2})$$

unde c_f reprezintă coeficientul de forță, q_p este presiunea dată de viteza vântului A_{ref} este aria pe care acționează vântul [120].

Forța de greutate se determină în funcție de masa m a panourilor și a ramei necesare a fi orientate și accelerația gravitațională g

$$F_G = mg. \quad (\text{I.1.3})$$

În funcție de valoarea forței axiale F_a și a cursei necesare, din cataloagele firmelor de specialitate se alege actuatorul; figura I.1.3 prezintă un actuator liniar ales de la firma MecVel [140], firma oferind actuatori caracterizați prin capacitate portantă ridicată la dimensiuni reduse. De asemenea, în vederea realizării analizei cu elemente finite, modelul CAD este importat în soft-ul CATIA - fig. I.1.4.

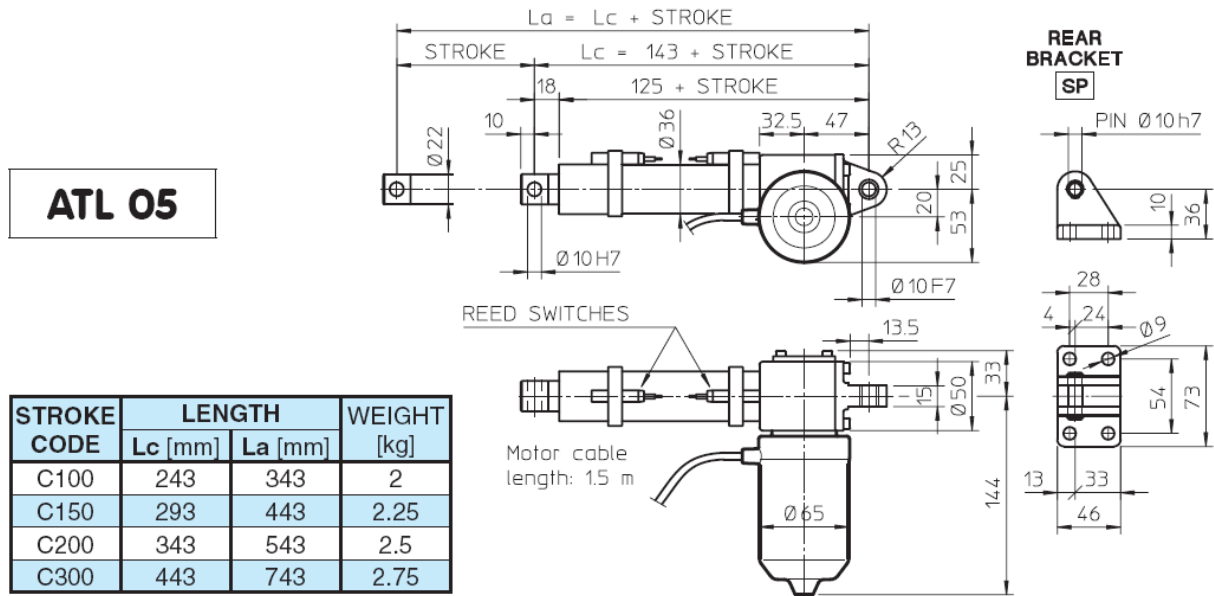


Fig. I.1.3. Actuatorul liniar [141]

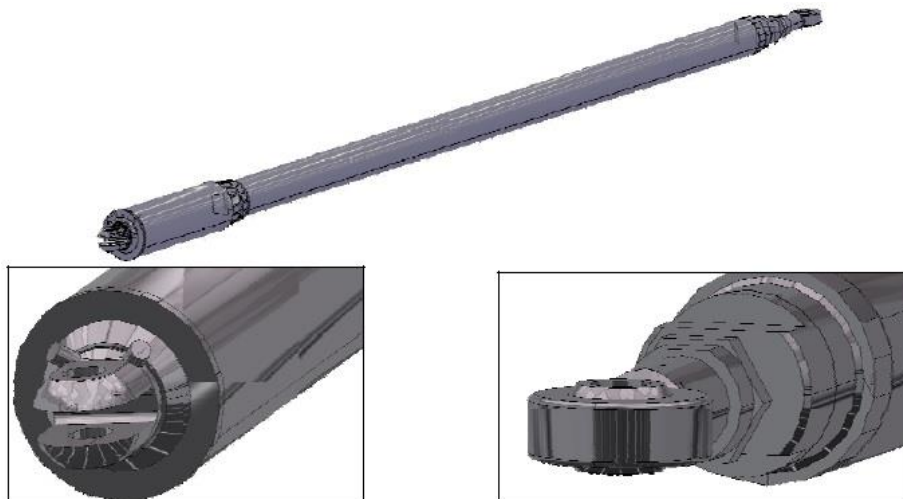


Fig. I.1.4. Modelul CAD al actuatorului liniar [141]

Montajul cu rulmenți prin intermediul căruia se realizează rotația sistemului de orientare este ales prin algoritmul de calcul al rulmenților nerotitori, ținând seama de faptul că viteza de rotație a inelului interior al rulmentului este sub 10 rot/min. Sarcina echivalentă, în cazul rulmenților nerotitori se calculează cu relația

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (\text{I.1.4})$$

în care X_0 și Y_0 reprezintă factorii de echivalare a sarcinii radiale F_r și, respectiv, a sarcinii axiale F_a în cazul rulmenților nerotitori.

Capacitatea de încărcare statică se determină în funcție de factorul de siguranță s_0 care ține seama de condițiile de funcționare

$$C_0 = s_0 P_0. \quad (\text{I.1.5})$$

Alegerea montajului cu rulmenți (fig. I.1.5) se realizează, ținând seama de calculele de proiectare prezentate anterior, de pe site-urile firmelor producătoare de rulmenți [142], urmărindu-se alegerea unor soluții cu dimensiuni reduse de gabarit, iar modelul CAD poate fi importat în soft-ul CATIA (fig. I.1.6) [142].

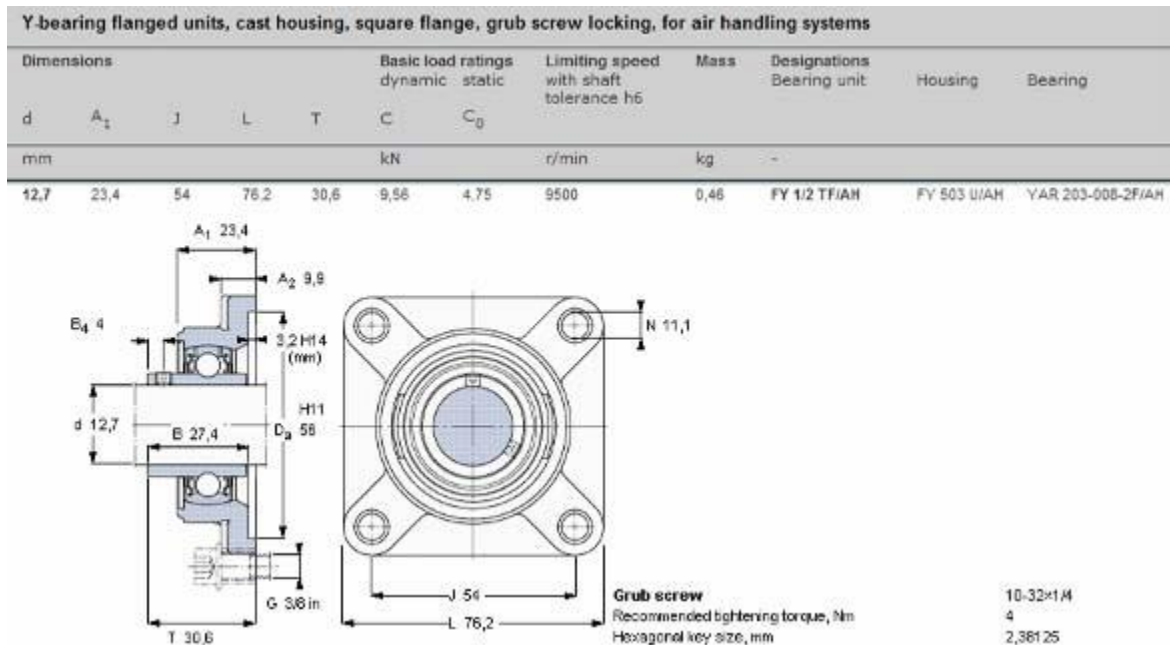


Fig. I.1.5. Alegerea montajului cu rulmenți [142]

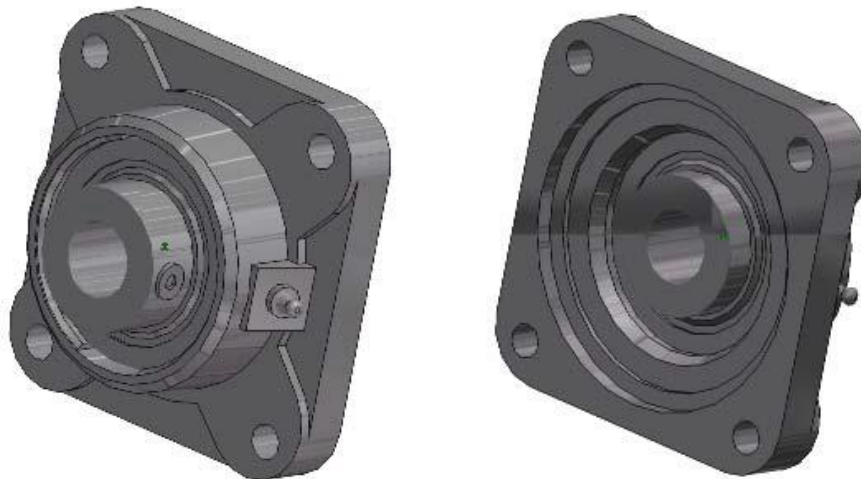


Fig. I.1.6. Modelul CAD al montajului cu rulmenți [142]

Cuplele de rotație care reprezintă legătura actuatorului cu stâlpul de susținere și cu rama pe care sunt montate panourile fotovoltaice sunt materializate prin intermediul asamblărilor prin bolțuri, iar asamblările dintre ramă și stâlpul de susținere sunt realizate prin intermediul șuruburilor montate cu joc. Detalii constructive ale acestor asamblări sunt prezentate în figura I.1.7.

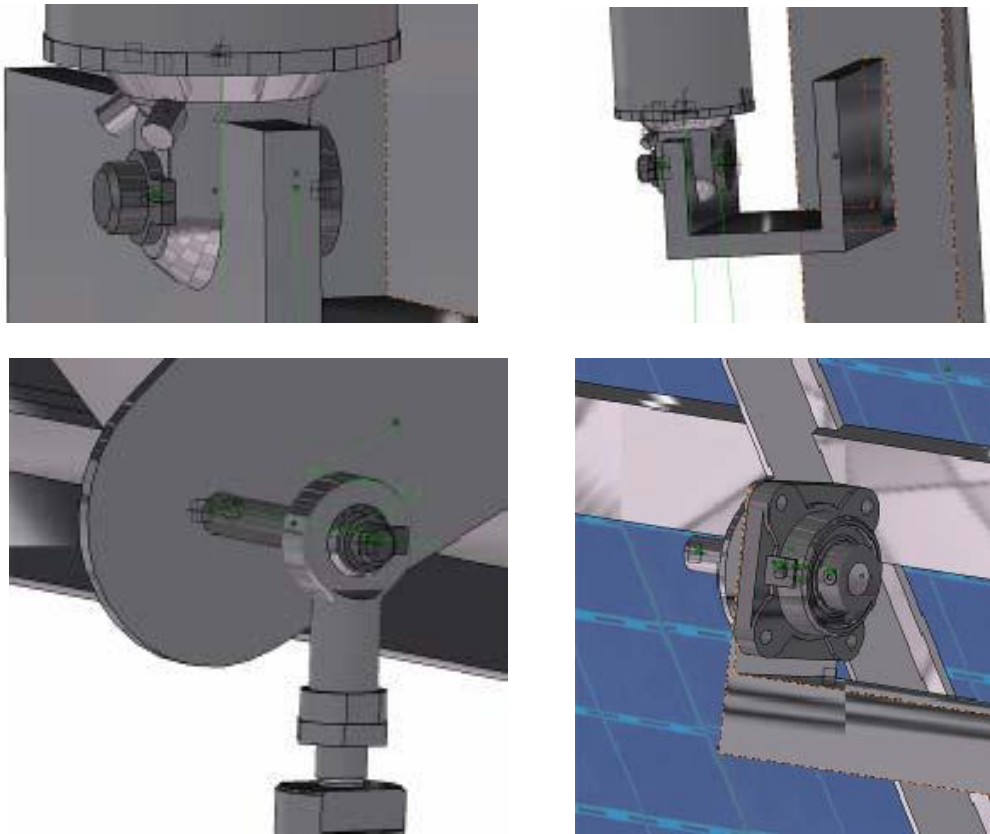


Fig. I.1.7. *Detalii constructive ale asamblărilor*
Soluția constructivă a sistemului de orientare este prezentată
în figura I.1.8.



Fig. I.1.8. *Soluția constructivă a sistemului de orientare*

Prin soluția constructivă aleasă, s-a urmărit alegerea unor componente cu dimensiuni de gabarit reduse, având ca obiectiv

economia de material și implicit, obținându-se greutatea mai mici ale componentelor aflate în mișcare, reducerea consumului de energie.

I.1.2. Modelarea cu elemente finite

Metoda elementelor finite are aplicații pe scară largă în domeniul ingineriei mecanice, ingineriei industriale, ingineriei autovehiculelor, aeronauticii, ingineriei electrice, fiind utilizată în vederea rezolvării problemelor de analiză structurală (statică sau dinamică, permițând analize liniare sau neliniare, cu neliniaritate geometrică sau de material), analiză de frecvențe proprii, analiza fenomenelor de transfer termic, analiză de fluxuri de fluide, analiza problemelor de electromagnetism.

Metoda elementelor finite utilizează, în principal, concepte din teoria rezistenței materialelor, mecanică, metode numerice, algebră liniară, geometrie diferențială, matematici speciale, știința materialelor, aproximând mediile continue cu un număr infinit de grade de libertate cu medii discrete, cu un număr finit de grade de libertate obținute prin reuniunea unor subdomenii mai mici numite elemente finite.

Modelarea și analiza cu metoda elementelor finite (MEF) presupune parcurgerea unui algoritm care cuprinde, practic, trei etape:

- Preprocesarea, care presupune definirea modelului geometric al structurii, discretizarea acestuia cu elemente finite, definirea încărcărilor (forțe generalizate, presiuni, temperaturi, deplasări impuse etc.) și definirea condițiilor limită (legăturile dintre elementele componente ale structurii și legăturile cu baza).
- Procesarea, care constă în asamblarea sistemelor de ecuații care definesc modelul și rezolvarea acestuia.
- Postprocesarea, care presupune vizualizarea rezultatelor.

După parcurgerea acestor etape, pe baza rezultatelor, se poate realiza optimizarea structurii în vederea creșterii rezistenței mecanice a acesteia, evitării situațiilor critice de flambaj sau a frecvențelor proprii nedorite.

Problemele de analiză statică se bazează pe metoda variațională de întocmire a modelului numeric al structurii, metodă care se bazează pe minimizarea energiei potențiale a structurii.

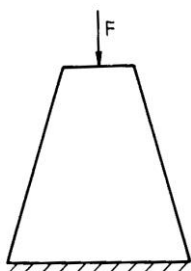


Fig. I.1.9. Domeniul tip bară cu secțiunea variabilă

Obiectivul problemei de elasticitate constă în identificarea matricei de rigiditate a structurii; pentru acesta, se identifică matricea de rigiditate a fiecărui element finit iar apoi, prin operația de asamblare, se determină matricea de rigiditate a structurii.

În continuare, pe baza cercetărilor realizate de către autor în domeniu, se prezintă unele aspecte teoretice ale analizei cu metoda elementelor finite [43, 47].

În cazul unei bare cu secțiune variabilă (fig. I.1.9), pentru determinarea matricei de rigiditate a elementului finit cu secțiune

variabilă, se pornește de la etapa de întocmire a modelului geometric.

Într-o primă etapă, elementului finit i se atașează un sistem de referință local natural și se scrie ecuația de aproximare a domeniului geometric utilizată în cazul modelării liniare

$$y = a_0 + a_1 \xi, \quad (\text{I.1.6})$$

în care a_0 și a_1 sunt coeficienții necunoscuți. Prin particularizare, pentru nodul i , $y=y_i$ iar pentru nodul j , $y=y_j$, ținând seama de faptul că valorile extreme ale variabilei naturale ξ sunt $\xi=-1$ și, respectiv, $\xi=1$, se determină coeficienții necunoscuți rezultând

$$y = \frac{1}{2}(1-\xi)y_i + \frac{1}{2}(1+\xi)y_j, \quad (\text{I.1.7})$$

unde

$$N_i = \frac{1}{2}(1-\xi), \quad N_j = \frac{1}{2}(1+\xi), \quad (\text{I.1.8})$$

reprezintă funcțiile de formă.

Pentru modelarea ariei secțiunii transversale, într-o secțiune oarecare, se poate utiliza aceeași funcție de interpolare rezultând

$$A = N_i A_i + N_j A_j, \quad (\text{I.1.9})$$

în care A_i și A_j reprezintă ariile secțiunilor transversale corespunzătoare nodurilor i și, respectiv, j .

Conform teoriei energiei potențiale minime, un sistem este în stare de echilibru dacă și numai dacă energia sa potențială este minimă. Expresia energiei potențiale este

$$\Pi = \Sigma - \Lambda, \quad (\text{I.1.10})$$

unde Σ reprezintă energia de deformație

$$\Sigma = \frac{1}{2} \int_V [\varepsilon]^T [E] [\varepsilon] dV, \quad (\text{I.1.11})$$

iar Λ reprezintă lucrul mecanic al forțelor exterioare.

$$\Lambda = [F]^T [d]. \quad (\text{I.1.12})$$

În ecuațiile (I.1.11) și (I.1.12) semnificația parametrilor este următoarea: $[\varepsilon]$ - matricea deformațiilor; $[E]$ - matricea de elasticitate a materialului; $[F]$ - vectorul forțelor exterioare; $[d]$ - vectorul deplasărilor.

Domeniul geometric al problemei este încărcat cu forță numai după axa y , deci vectorul deplasărilor are o singură componentă - deplasarea \mathbf{v} după axa y . În cazul modelării liniare a deplasărilor, expresia deplasării \mathbf{v} după axa y este

$$v = N_i v_i + N_j v_j, \quad (\text{I.1.13})$$

unde \mathbf{v}_i și \mathbf{v}_j reprezintă deplasările corespunzătoare nodurilor i și j , respectiv, j .

Prin urmare, se poate scrie expresia

$$[\varepsilon] = \varepsilon_y = \frac{dv}{dy} = \frac{dv}{d\xi} \frac{d\xi}{dy} = \frac{v_j - v_i}{y_j - y_i}. \quad (\text{I.1.14})$$

Domeniul geometric al problemei este realizat din oțel - material omogen și izotrop - motiv pentru care, matricea de elasticitate are o singură componentă, și anume, modulul de elasticitate longitudinală E .

Elementul diferențial de volum are expresia

$$dV = d(Ay) = \frac{1}{2} \left[(A_j y_j - A_i y_i) + \xi (A_i y_i - A_i y_j - A_j y_i + A_j y_j) \right] d\xi. \quad (\text{I.1.15})$$

Prin înlocuiri, se obține expresia energiei potențiale

$$\Pi = \frac{1}{4} E \left(\frac{v_j - v_i}{y_j - y_i} \right)^2 \left[\int_{-1}^1 (A_j y_j - A_i y_i) d\xi + \int_{-1}^1 \xi (A_i y_i - A_i y_j - A_j y_i + A_j y_j) d\xi \right] - [F]^T [d], \quad (\text{I.1.16})$$

sau, după rezolvarea integralei

$$\Pi = \frac{1}{2} E \left(\frac{v_j - v_i}{y_j - y_i} \right)^2 (A_j y_j - A_i y_i) - [F]^T [d]. \quad (\text{I.1.17})$$

Condiția ca energia potențială a sistemului să fie minimă se poate exprima matematic prin

$$\delta \Pi = \frac{\partial \Pi}{\partial v_i} \delta v_i + \frac{\partial \Pi}{\partial v_j} \delta v_j = 0 \quad (\text{I.1.18})$$

și datorită faptului că $v_i \neq 0$ și $v_j \neq 0$ rezultă

$$\begin{cases} \frac{\partial \Pi}{\partial v_i} = 0, \\ \frac{\partial \Pi}{\partial v_j} = 0 \end{cases} \quad (\text{I.1.19})$$

adică

$$\begin{bmatrix} -\frac{E(A_j y_j - A_i y_i)}{(y_j - y_i)^2} & \frac{E(A_j y_j - A_i y_i)}{(y_j - y_i)^2} \\ \frac{E(A_j y_j - A_i y_i)}{(y_j - y_i)^2} & -\frac{E(A_j y_j - A_i y_i)}{(y_j - y_i)^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_i \\ v_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_i \\ F_j \end{bmatrix} \quad (\text{I.1.20})$$

sau $[k][d]=[F]$, unde $[k]$ este matricea de rigiditate; $[d]$ - vectorul deplasărilor; $[F]$ - vectorul forțelor exterioare; deci, expresia matricei de rigiditate, a vectorului deplasărilor și a vectorului forțelor exterioare va fi

$$[k] = \begin{bmatrix} -\frac{E(A_j y_j - A_i y_i)}{(y_j - y_i)^2} & \frac{E(A_j y_j - A_i y_i)}{(y_j - y_i)^2} \\ \frac{E(A_j y_j - A_i y_i)}{(y_j - y_i)^2} & -\frac{E(A_j y_j - A_i y_i)}{(y_j - y_i)^2} \end{bmatrix}; \quad (\text{I.1.21})$$

$$[d] = \begin{bmatrix} v_i \\ v_j \end{bmatrix}; \quad (\text{I.1.22})$$

$$[F] = \begin{bmatrix} F_i \\ F_j \end{bmatrix}; \quad (\text{I.1.23})$$



Fig. I.1.10. Modelul cu elemente finite

ecuația (I.1.20) reprezintă modelul numeric al structurii.

Pentru verificare, se consideră o aplicație în care parametrii de intrare sunt reprezentați de: material - oțel; forța exterioară - $F=500$ N; lungimea barei - $l=2000$ mm; diametrele secțiunilor transversale - $d_i=200$ mm, $d_j=600$ mm. Modelul cu elemente finite al barei cu secțiune variabilă, încărcată de forța F și încastrată la bază, este prezentat în fig. I.1.10.

Rezultatele analizei modelului sunt prezentate în fig. I.1.11 sub forma câmpurilor de tensiuni echivalente Von Mises și a câmpurilor deplasărilor.

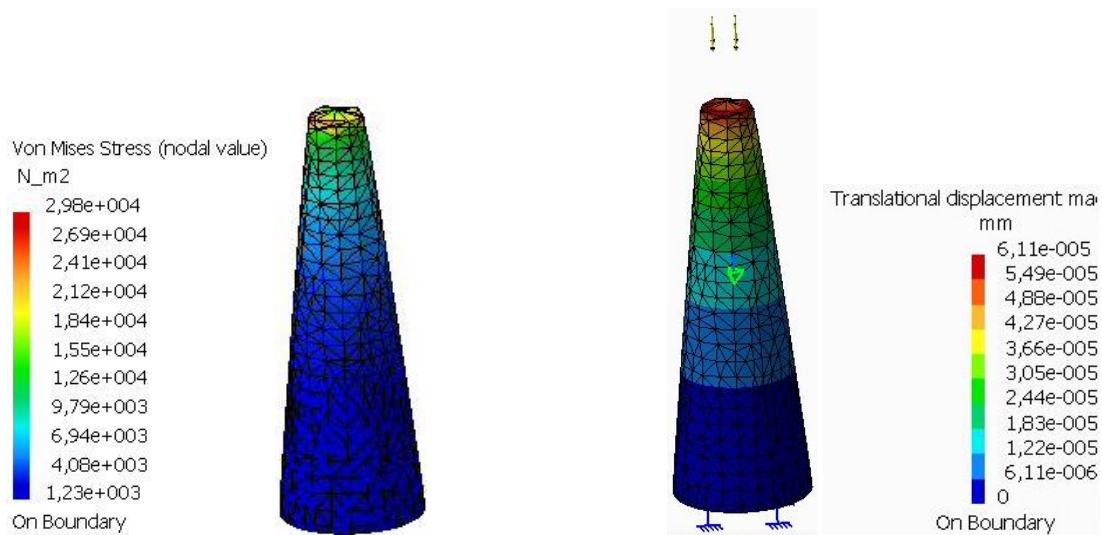


Fig. I.1.11. Rezultatele analizei modelului cu elemente finite

Prin utilizarea relației (I.1.20) se determină valoarea deplasării în funcție de poziția planului secțiunii transversale pornind de la baza încastrată până la secțiunea în care este aplicată forța F , dependență ilustrată prin graficul din fig. I.1.12. După cum se poate observa, valorile maxime ale deplasării, cea determinată în urma analizei modelului cu elemente finite și cea calculată analitic prin utilizarea ecuației (I.1.20), sunt apropiate.

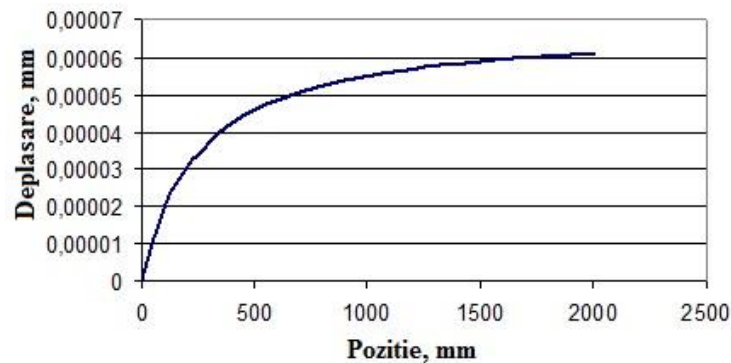


Fig. I.1.12. Variația deplasării în funcție de poziție

În mod similar, pentru structuri mecanice complexe, supuse la solicitări compuse, se determină pentru fiecare element finit matricea de rigiditate iar apoi, prin asamblare, se determină matricea de rigiditate a structurii, generându-se în final, modelul numeric al întregii structuri; rezultatele analizei se obțin practic prin rezolvarea modelului numeric.

În continuare, pe baza cercetărilor realizate de către autor, se prezintă modelarea și analiza statică cu metoda elementelor finite a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice [50, 77, 113, 114, 115].

În ceea ce privește modelarea și analiza cu metoda elementului finit a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice, modelul cu elemente finite este întocmit considerându-se încastrarea la

baza de așezare a stâlpului pe sol (v. fig. I.1.12); sarcina exterioară este reprezentată de accelerația gravitațională care acționează asupra tuturor elementelor componente ale sistemului de orientare și de presiunea datorată vântului care are viteza de 100 km/h.

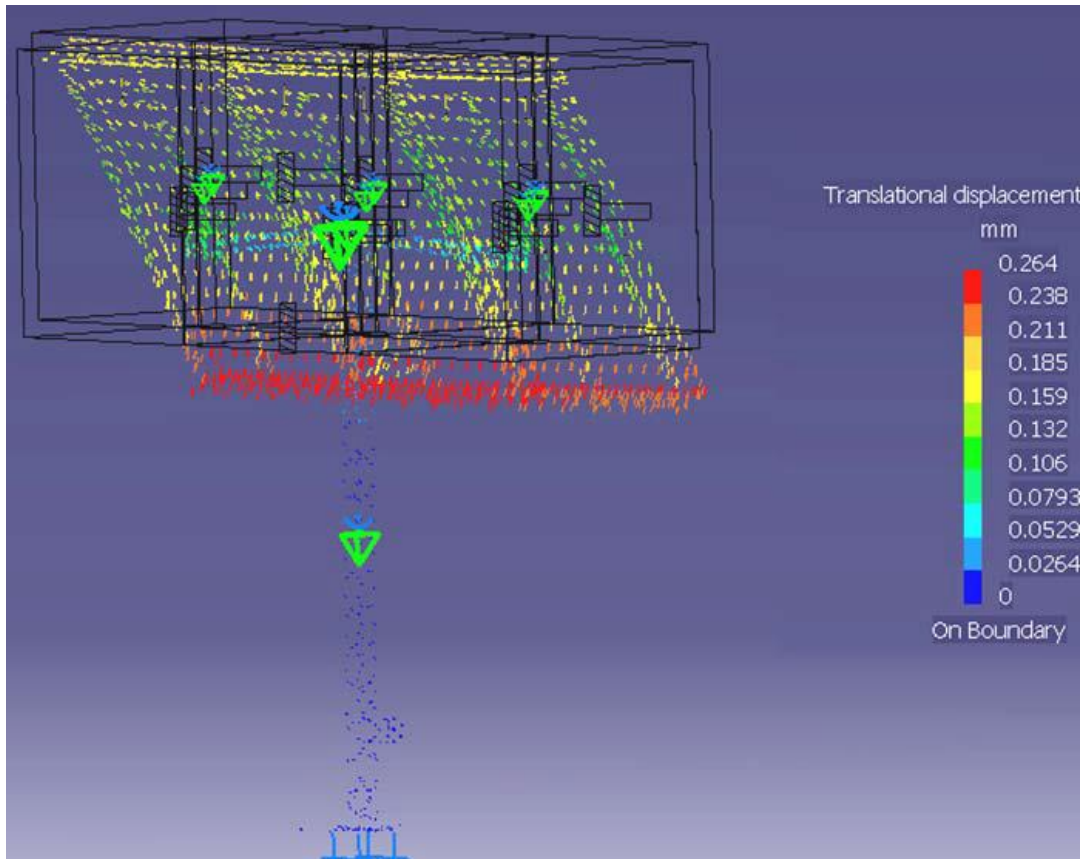


Fig. I.1.13. Câmpul deplasărilor

În urma analizei modelului cu elemente finite se obțin câmpurile de distribuție a deplasărilor (fig. I.1.13) și a tensiunilor echivalente Von Mises (fig. I.1.14).

Valorile deplasărilor sunt mici - deplasarea maximă are valoarea de 0,264 mm - ceea ce nu are o influență majoră asupra funcționării sistemului de orientare; în cazul în care s-ar fi obținut valori mari, se pot lua măsuri de optimizare constructivă a sistemului în sensul măririi rigidității acestuia - grinzi suplimentare, mărire dimensiunilor secțiunilor transversale pentru piesele cu deplasări mari.

Tensiunea echivalentă maximă are valoarea de 27,5 MPa ceea ce certifică faptul că structura rezistă din punct de vedere mecanic; în caz contrar se pot lua măsuri de optimizare constructivă sau de material a sistemului.

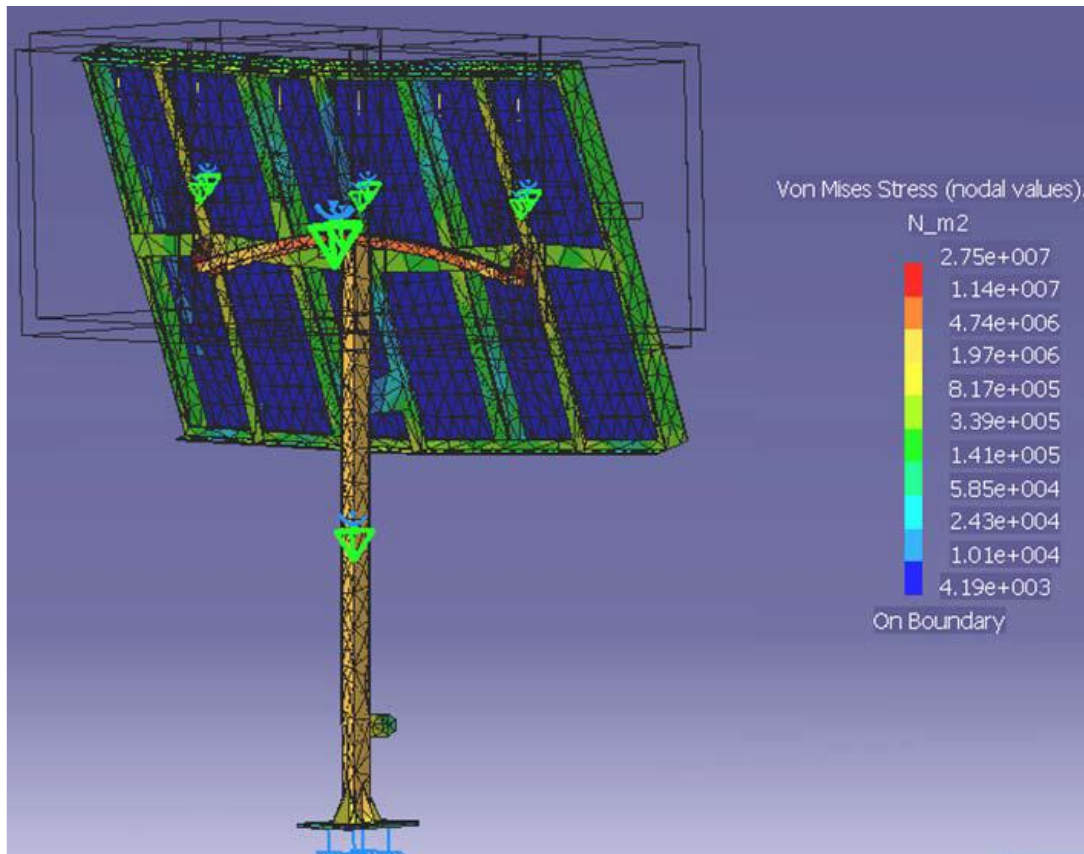


Fig. I.1.14. Câmpul tensiunilor echivalente

În afară de analizele statice, în cazul structurilor mecanice complexe, se realizează și analizele de frecvențe proprii de vibrație în scopul evitării situațiilor în care, datorită acțiunii sarcinilor exterioare care variază după o anumită frecvență, structura poate intra în rezonanță. Astfel, în continuare, având la bază cercetările din domeniu realizate de către autor, se prezintă analiza frecvențelor proprii de vibrație a unui sistem de orientare monomobil a panourilor fotovoltaice [46].

Un exemplu de analiză în acest sens, îl reprezintă analiza frecvențelor proprii de vibrație pentru un sistem de orientare monomobil, a cărui structură este prezentată în figura I.1.15 [143].

Mișcarea sistemului de orientare din figura I.1.15 este realizată prin intermediul unui mecanism de tip bielă - manivelă care are în componență actuatorul 1 cu acțiune asupra elementului 2 care efectuează o mișcare de translație. Biela 3 are cuple de rotație cu elementul 2 și cu cadrul 4 solidar cu rama de susținere a panourilor fotovoltaice. Cadrul 4 are o cuplă de rotație cu elementul 2. Dependența dintre unghiul de orientare al sistemului și mișcarea de translație dată de actuator este prezentată în figura I.1.16, considerându-se ca dată de intrare o mișcare de rotație necesară în intervalul $[-50^\circ, 50^\circ]$.

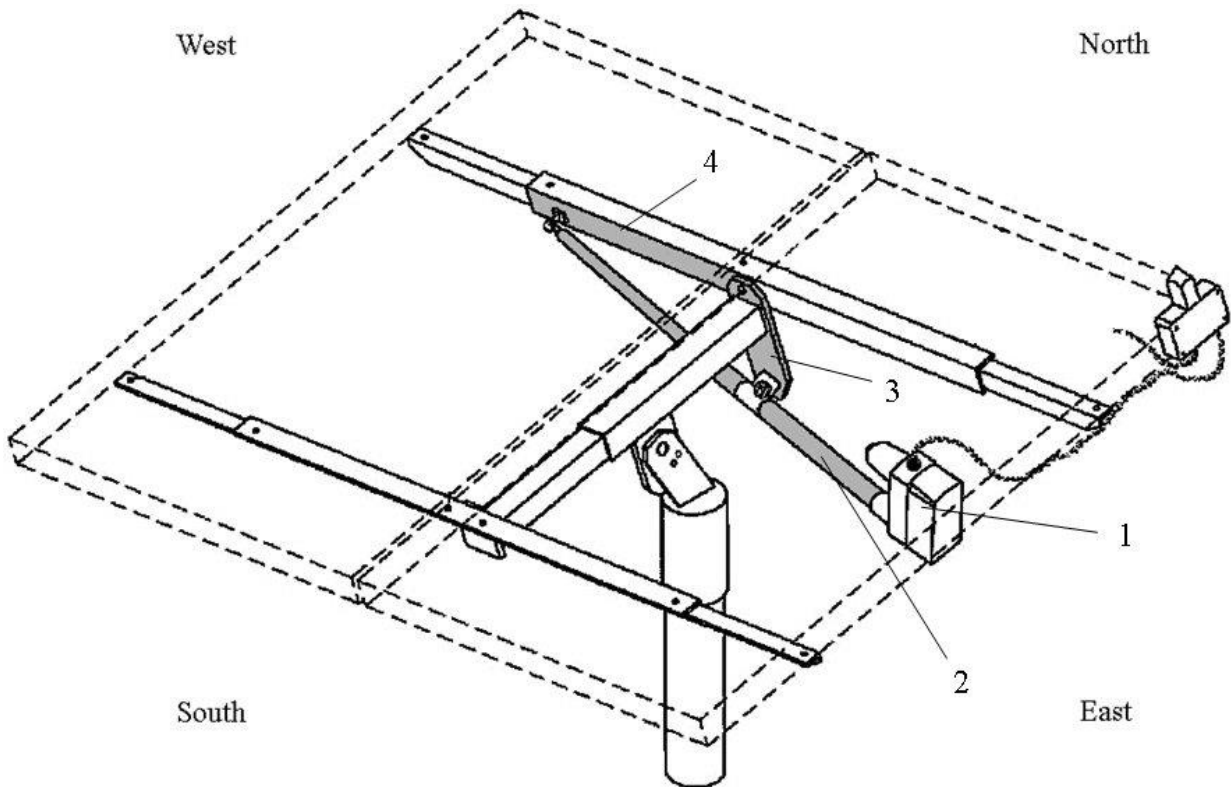


Fig. I.1.15. Sistem de orientare monomobil [143]

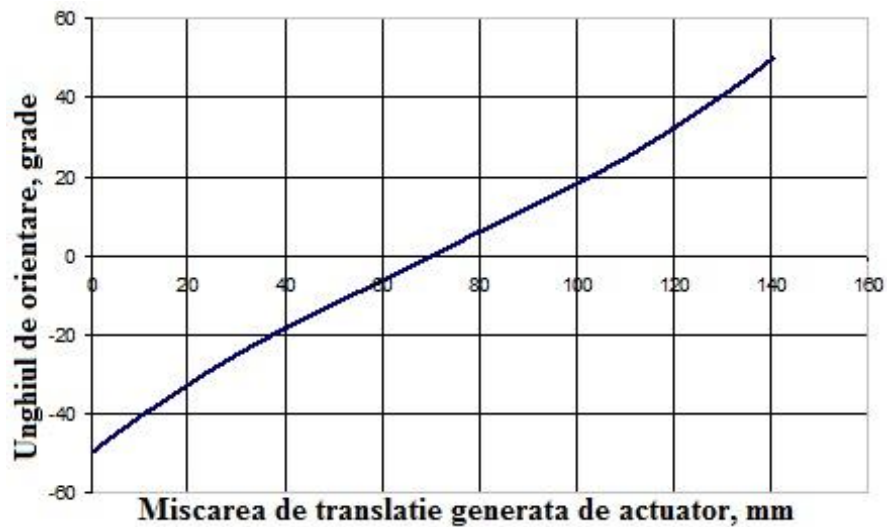


Fig. I.1.16. Dependența dintre unghiul de orientare al sistemului și mișcarea de translație

Modelul cu elemente finite al sistemului de orientare este prezentat în figura I.1.17.

În urma analizei modelului cu elemente finite se obțin modurile și frecvențele proprii de vibrație ale sistemului de orientare. Figura I.1.18 prezintă variația frecvențelor proprii de vibrație în funcție de unghiul de orientare a panourilor, pentru fiecare mod propriu de vibrație; o variație notabilă se poate observa doar în cazul modului 2 de vibrație. Figura I.1.19 prezintă separat,

pentru fiecare mod propriu de vibrație, variația frecvențelor proprii de vibrație în funcție de unghiul de orientare.

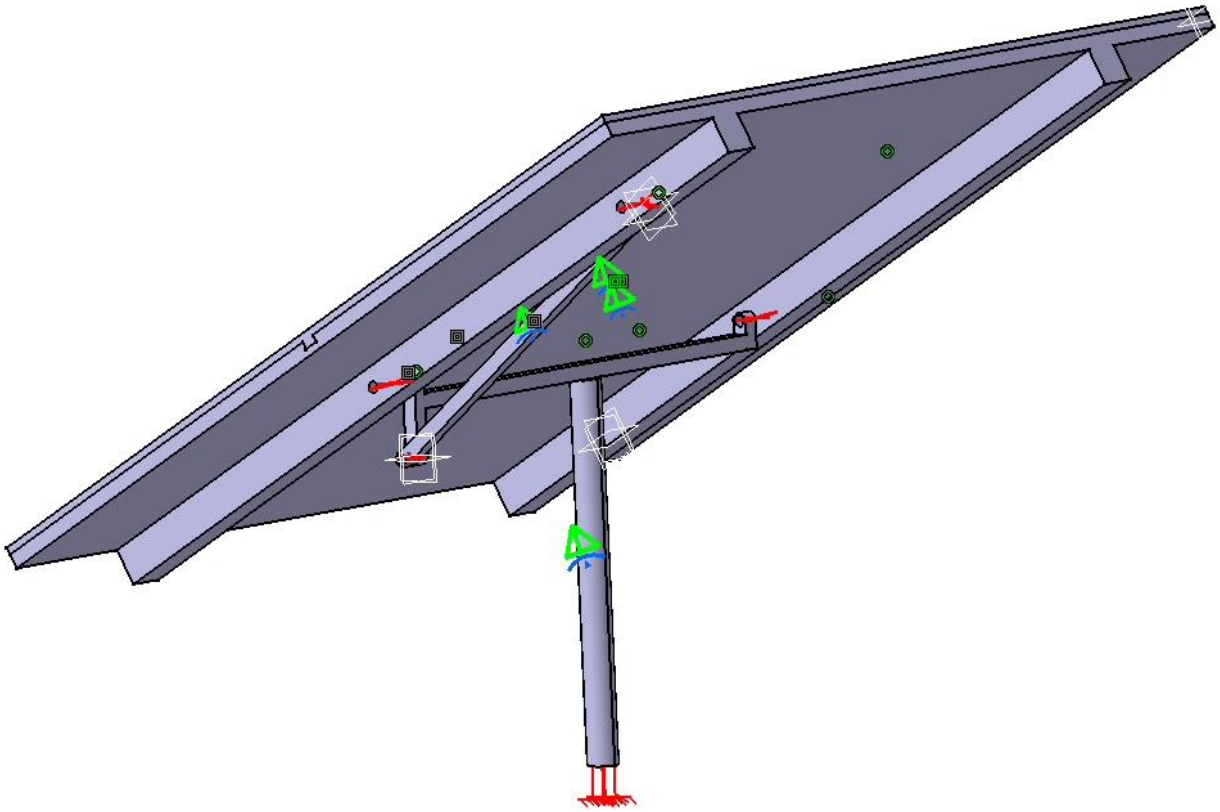


Fig. I.1.17. Modelul cu elemente finite al sistemului de orientare monomobil

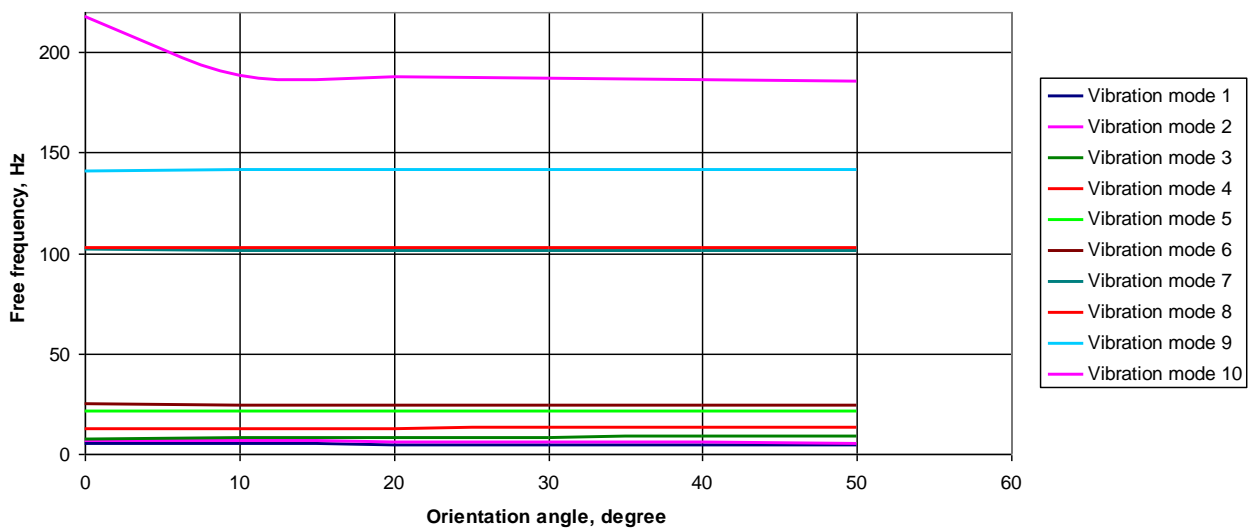


Fig. I.1.18. Variația frecvențelor proprii de vibrație cu unghiul de orientare a panourilor

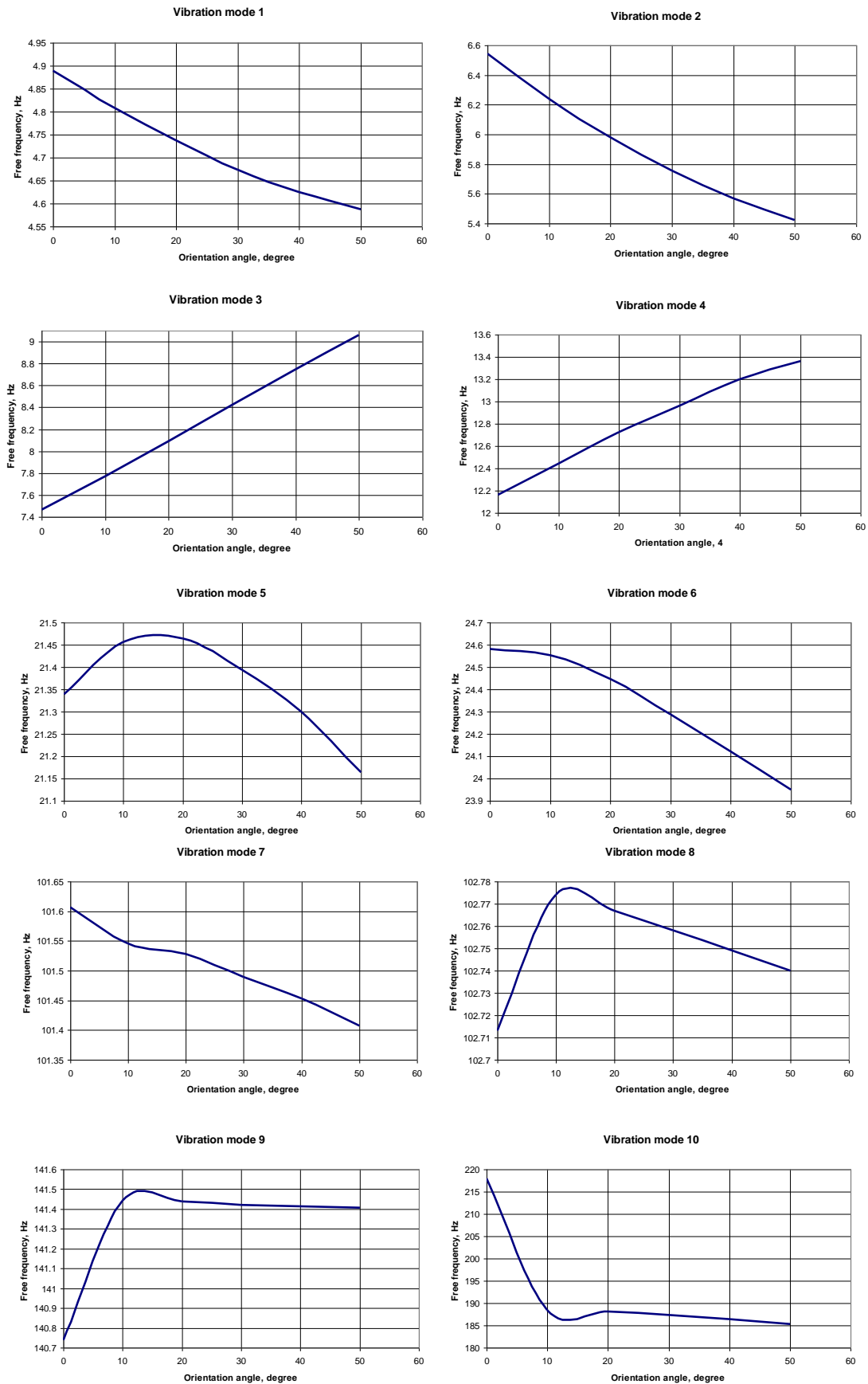


Fig. I.1.19. Variația frecvențelor proprii de vibrație cu unghiul de orientare a panourilor, separat pentru fiecare mod propriu de vibrație

Modurile proprii de vibrație, în cazul unghiului de orientare egal cu 50° , sunt prezentate în figura I.1.20.

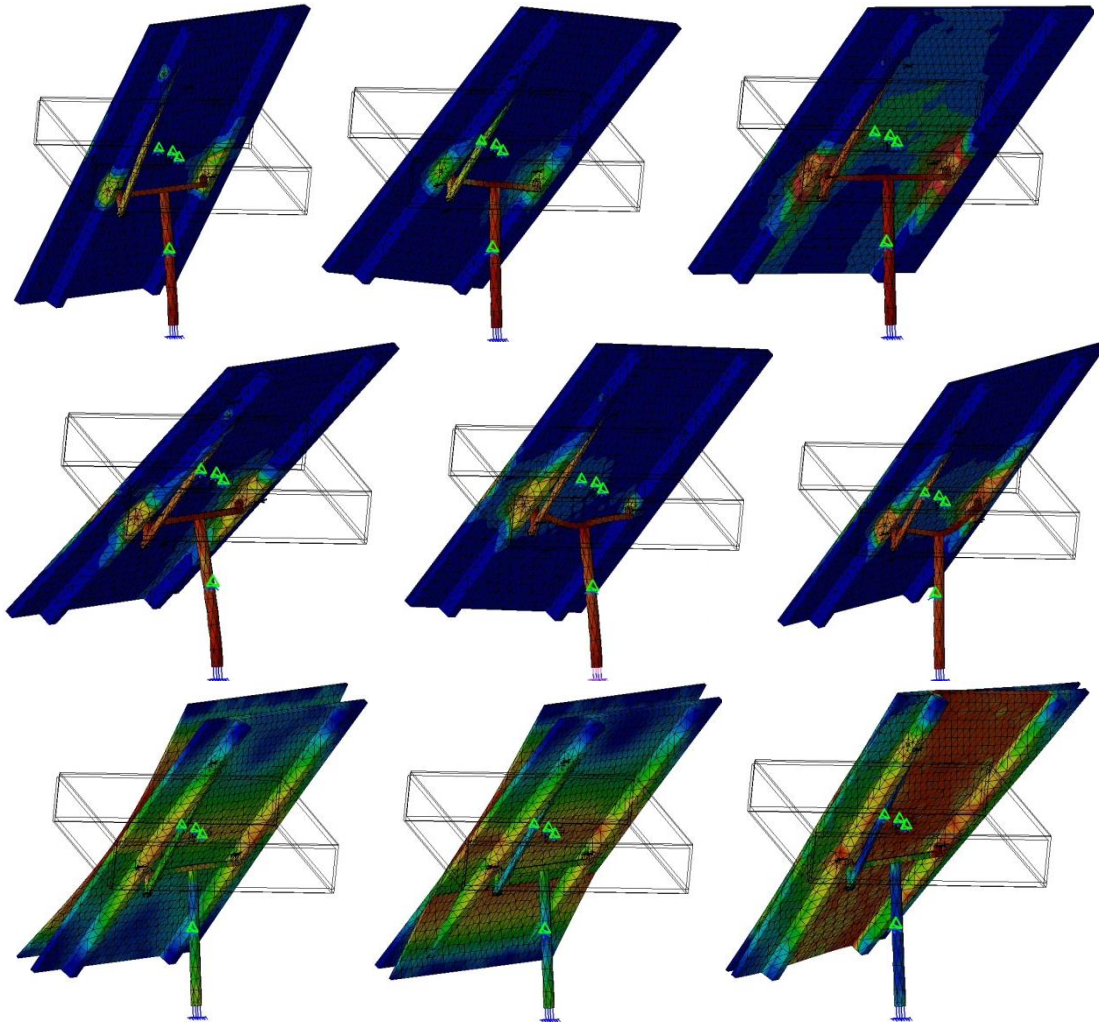


Fig. I.1.20. Modurile proprii de vibrație pentru unghiul de orientare egal cu 50°

În urma analizei frecvențelor proprii de vibrație, prin optimizare structurală, se pot evita situațiile de rezonanță, situații datorate acțiunii sarcinilor exterioare cu o frecvență apropiată de cea proprie, sarcini care pot proveni de la cutremure, rafale de vânt etc.

Prin analiza cu metoda elementelor finite se realizează îndeplinirea condițiilor de rezistență mecanică ale sistemelor de orientare analizate.

I.1.3. Modelarea sistemului de control

Modelarea sistemului de control a sistemelor de orientare urmărește obținerea unor perioade tranzitorii reduse din timpul de funcționare al sistemului de orientare, precum și a unor suprareglaje reduse, obținându-se astfel economii ale consumului de energie, în condițiile unor erori mici.

Pentru obținerea unor randamente mai mari de captare a energiei solare, se utilizează sisteme de orientare cu două grade de

mobilitate - una corespunzătoare mișcării sezoniere cu variabila q_1 și una corespunzătoare mișcării diurne cu variabila q_2 - fig. I.1.21 [123].

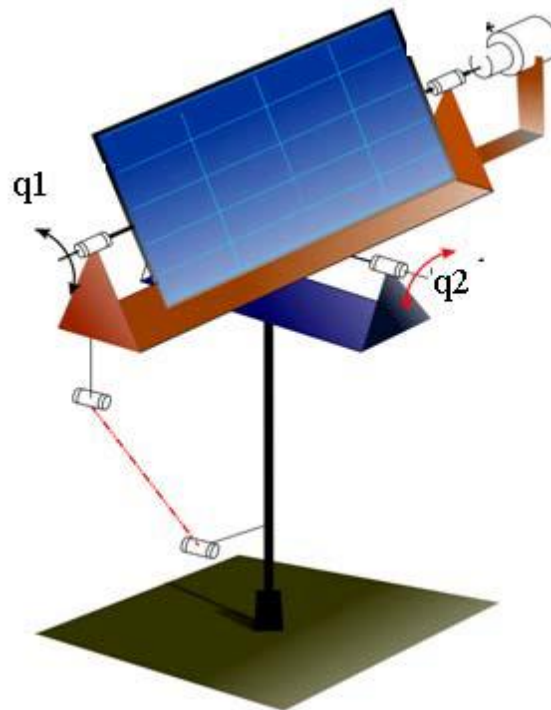


Fig. I.1.21. Sistem de orientare bimobil [123]

Controlul unui astfel de sistem urmărește realizarea unei mișcări sezoniere și a uneia diurne impuse cu variabilele q_1 și, respectiv, q_2 ; obiectivul principal îl constituie realizarea unor perioade tranzitorii reduse și a unor erori de poziție mici, în acest sens recurgându-se la soluția unui sistem de control de tip *PID* (proporțional - integrativ - derivativ). Pentru fiecare din cele două mișcări legea de control este dată de ecuația [20, 90, 127]

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (\text{I.1.24})$$

sau, dacă se aplică transformata *Laplace*

$$U(s) = \left[K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \right] E(s). \quad (\text{I.1.25})$$

Semnificația parametrilor din relațiile (I.1.24) și (I.1.25) este următoarea: $e(t)$ - eroarea de poziție; K_p - factorul de proporționalitate; K_i - factorul integrativ; K_d - factorul derivativ; τ - forța generalizată; $u(t)$ - semnalul de ieșire; $U(s)$ - transformata *Laplace* a semnalului de ieșire; $E(s)$ - transformata *Laplace* a erorii de poziție.

Structura sistemului de control este prezentată în figura I.1.22 [20, 90, 127].

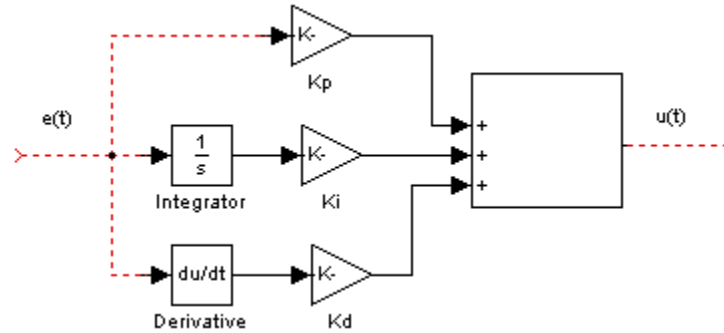


Fig. I.1.22. Sistemul de control PID [20, 90, 127]

Factorii K_p , K_i și K_d sunt aleși din următoarele considerente:

- prin creșterea factorului de proporționalitate K_p , eroarea de poziție și perioada tranzitorie a răspunsului dinamic se reduc;
- factorul integrativ K_i generează un grup de răspunsuri dinamice, conduce la reducerea erorii și atenuează istoricul erorii (perioada tranzitorie se reduce);
- factorul derivativ K_d generează un grup de răspunsuri dinamice care duc la reducerea suprareglajului.

Ecuatiile de mișcare sunt reprezentate de:

$$\ddot{q}_1 = \frac{T_{z1} + \ddot{q}_2 m_2 l_1 a_2 \sin q_2 + \dot{q}_2^2 m_2 l_1 a_2 \cos q_2 - 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 (J_{2y} - J_{2z} - m_2 a_2^2) \sin q_2 \cos q_2}{J_{1z} + J_{2y} \sin^2 q_2 + J_{2z} \cos^2 q_2 + m_1 a_1^2 + m_2 (a_2^2 \cos^2 q_2 + l_1^2)} + \frac{m_1 g a_1 \cos q_1 + m_2 g (l_1 \cos q_1 - a_2 \sin q_1 \cos q_2)}{J_{1z} + J_{2y} \sin^2 q_2 + J_{2z} \cos^2 q_2 + m_1 a_1^2 + m_2 (a_2^2 \cos^2 q_2 + l_1^2)} \quad (\text{I.1.26})$$

și

$$\ddot{q}_2 = \frac{T_{x2} + \dot{q}_1 m_2 l_1 a_2 \sin q_2 + \dot{q}_1^2 (J_{2y} - J_{2z} - m_2 a_2^2) \sin q_2 \cos q_2 - m_2 g a_2 \sin q_1 \cos q_1}{J_{2x} + m_2 a_2^2} \quad (\text{I.1.27})$$

Cele două ecuații de mișcare sunt modelate în soft-ul *Matlab/Simulink* conform schemei din figura I.1.23.

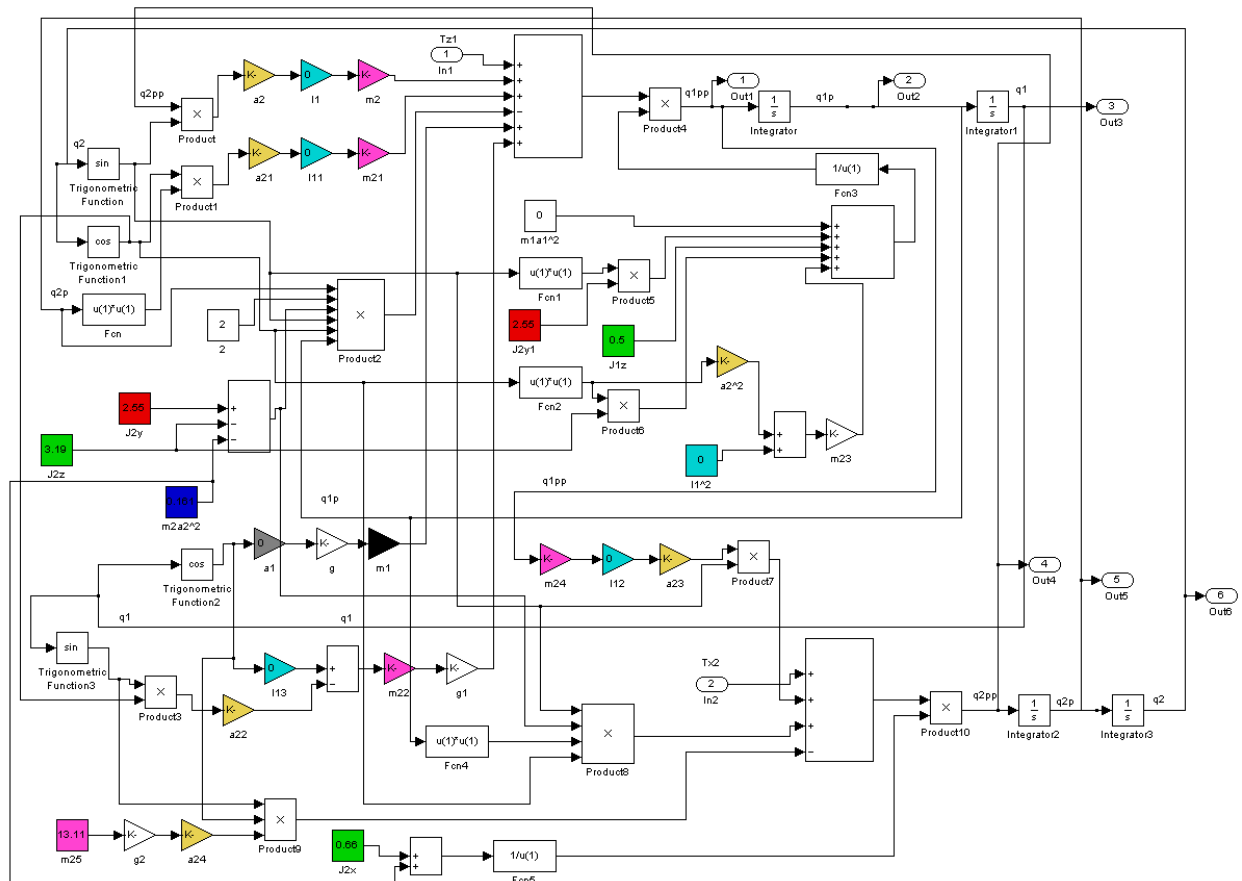


Fig. I.1.23. Ecuațiile de mișcare modelate în Matlab/Simulink

Semnificația parametrilor din schema Matlab/Simulink este următoarea:

q_1, q_{1p}, q_{1pp} - poziția unghiulară, viteza și accelerația pentru mișcarea sezonieră;

q_2, q_{2p}, q_{2pp} - poziția unghiulară, viteza și accelerația pentru mișcarea diurnă;

$a_2 = a_{21} = a_{22} = a_{23} = a_{24} = 0.111$ m - distanța dintre axa de rotație corespunzătoare mișcării diurne și centrul sistemului de panouri fotovoltaice;

$a_2^2 = a_2^2$;

$a_1 = 0$ - distanța dintre axa de rotație corespunzătoare mișcării sezoniere și axa coloanei de susținere a structurii;

$m_1 = 8.44$ kg - masa coloanei de susținere a structurii;

$m_2 = m_{21} = m_{22} = m_{23} = m_{24} = m_{25} = 13.11$ kg - masa panourilor fotovoltaice;

$m_1 a_1^2 = m_1 a_1^2$;

$J_{1z} = 0.5$ kgm² - inerția coloanei de susținere raportată la axa de rotație a mișcării sezoniere;

$J_{2x} = 0.66$ kgm² - inerția panourilor fotovoltaice, raportată la axa de rotație a mișcării diurne;

$J_{2y} = J_{2y1} = 2.55$ kgm² - inerția panourilor fotovoltaice, raportată la axa perpendiculară la planul panourilor;

$J_{2z} = 3.19$ kgm² - inerția panourilor fotovoltaice, raportată la axa paralelă cu planul panourilor;

$l_1 = l_{12} = l_{13} = 0$ - distanța dintre axa de rotație a mișcării sezoniere și axa de rotație a mișcării diurne;

$$l_1^2 = l_1^2;$$

Tz_1 - momentul de torsiune la axa mișcării sezoniere;

Tx_2 - momentul de torsiune la axa mișcării diurne.

Schema de control a sistemului de orientare este prezentată în figura I.1.24.

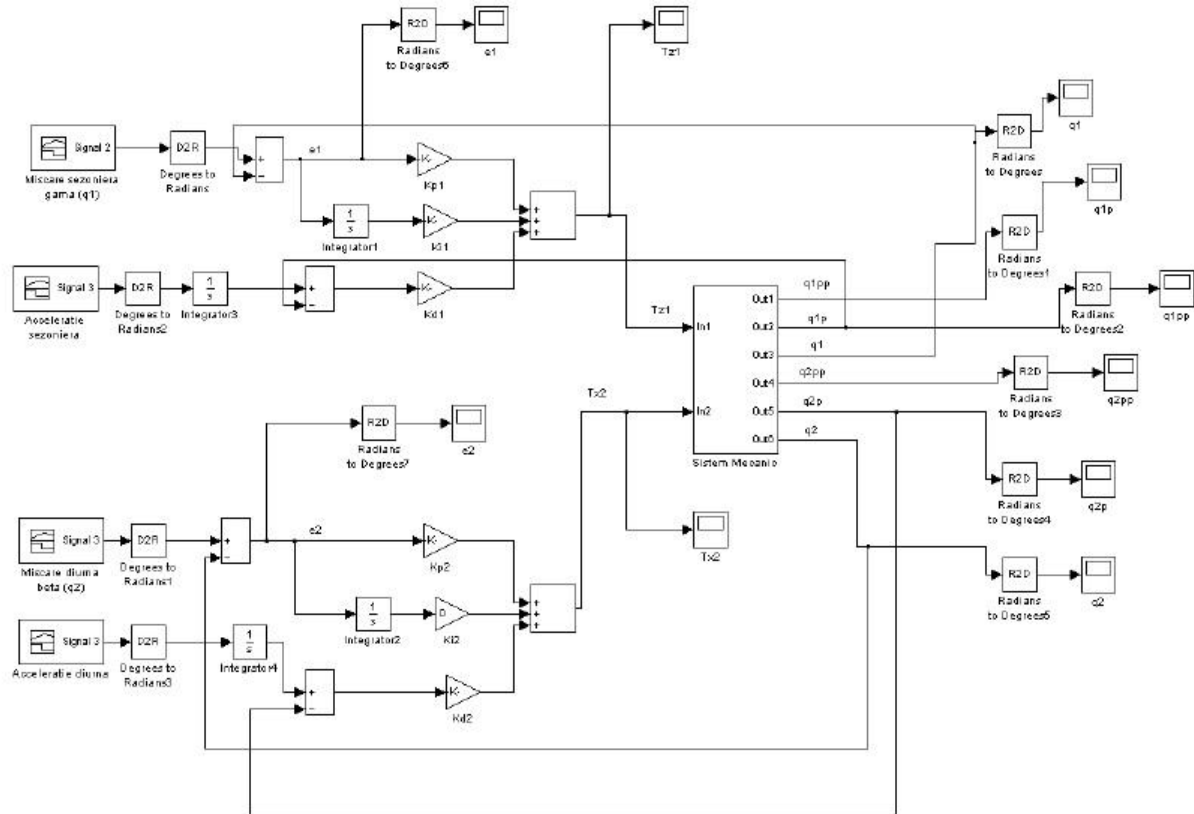


Fig. I.1.24. Schema de control a sistemului bimobil

Semnificația parametrilor din schema de control prezentată în figura I.1.24 este următoarea:

e_1, e_2 - erorile pozițiilor unghiulare pentru mișcarea sezonieră și respectiv, diurnă;

$K_{i1} = K_{i2} = 5$ - factorii integrativi;

$K_{d1} = K_{d2} = 40$ - factorii derivativi;

$K_{p1} = K_{p2} = 400$ - factorii de proporționalitate.

Modelul se rulează pentru o simulare de 24 h și în continuare, se prezintă rezultatele obținute.

Figura I.1.25 prezintă comparativ mișcarea sezonieră impusă, respectiv, realizată; figura I.1.26 prezintă comparativ mișcarea diurnă impusă, respectiv, realizată.

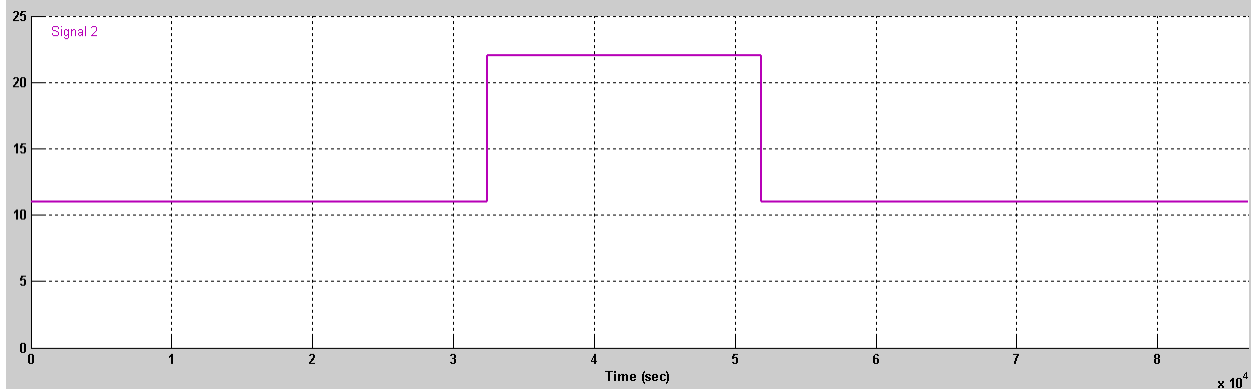
Erorile de poziție e_1 pentru mișcarea sezonieră și e_2 pentru mișcarea diurnă sunt prezentate în figura I.1.27.

Perioadele tranzitorii aferente intervalului de timp în care momentele de torsiune după cele două axe de rotație se stabilizează la valori constante sunt exemplificate în figura I.1.28 pentru mișcarea sezonieră și în figura I.1.29 pentru mișcarea diurnă.

Ținând seama de rezultatele obținute, se constată că erorile de poziție au valori mici (sub $0,5^\circ$ pentru mișcarea sezonieră și sub $0,7^\circ$ pentru mișcarea diurnă) fără a avea o influență majoră asupra

preciziei sistemului; de asemenea, perioada tranzitorie este mică (sub 2,5 s pentru mișcarea sezonieră și sub 1 s pentru mișcarea diurnă), sistemul intrând rapid în regim stabil, ceea ce conferă sistemului stabilitate dinamică și, implicit economie la consumul de energie.

Mișcare sezonieră impusă, q_1 grade



Mișcare sezonieră realizată, q_1 grade

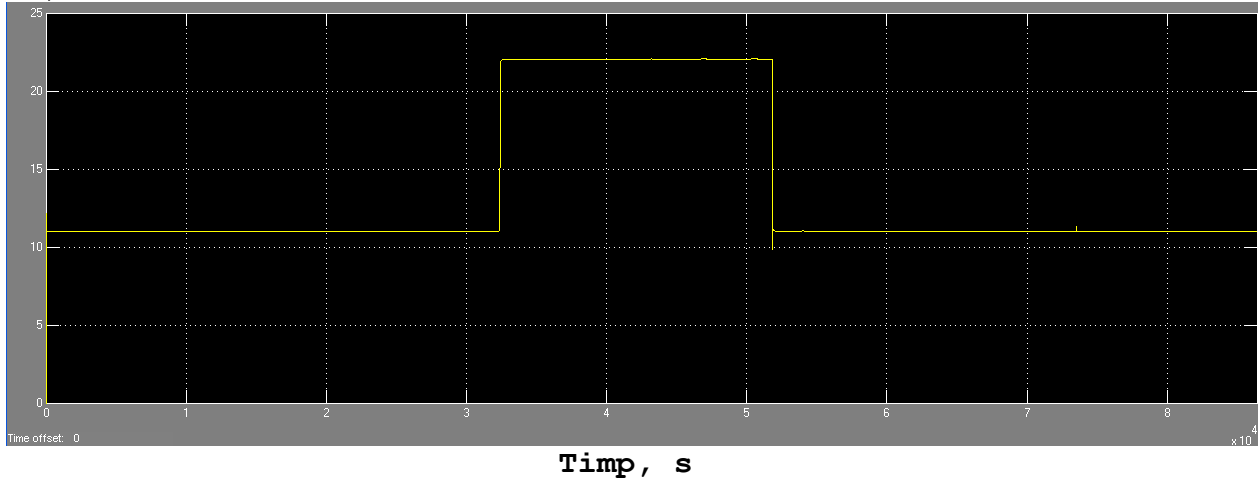
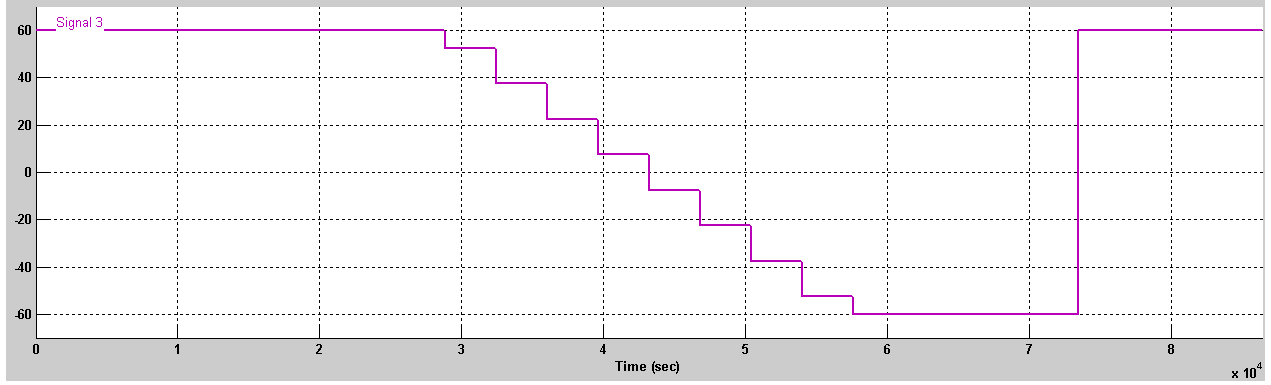
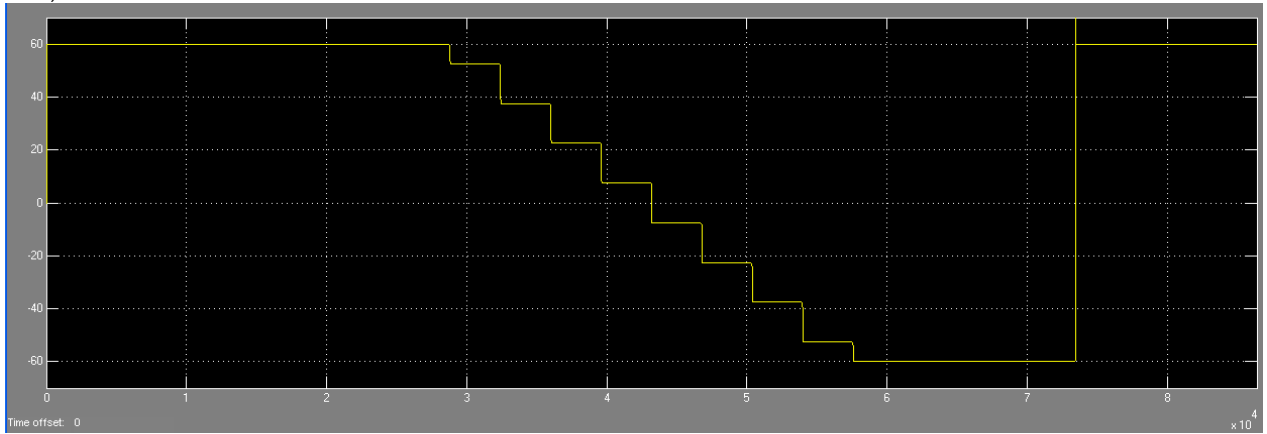


Fig. I.1.25. Mișcarea sezonieră

Mișcare diurnă impusă, q_2 grade



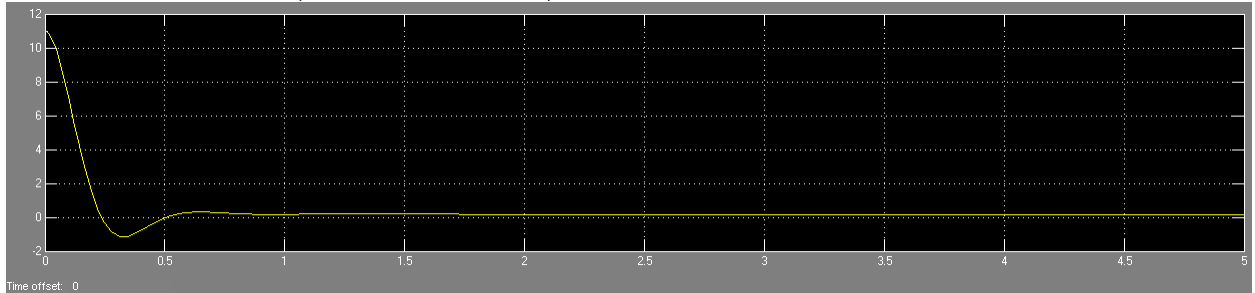
Mișcare diurnă realizată, q_2 grade



Time, s

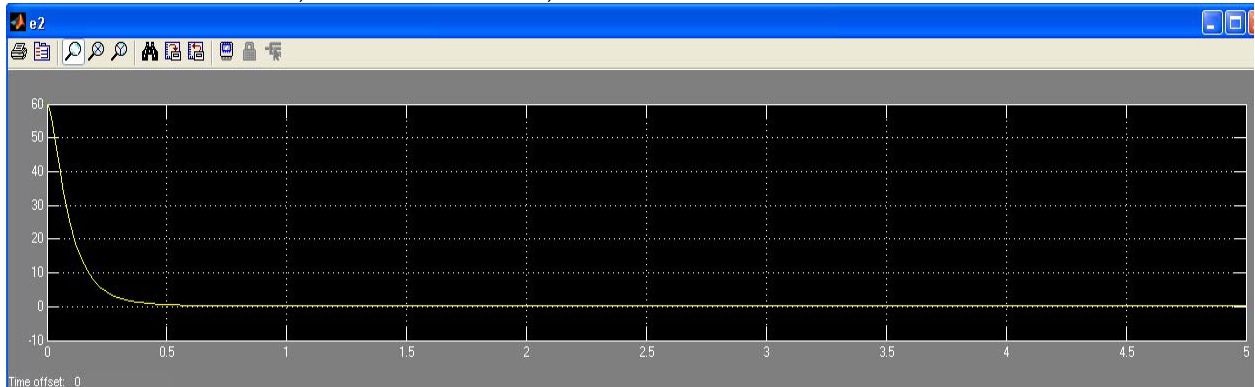
Fig. I.1.26. Mișcarea diurnă

Eroarea de poziție pentru mișcarea sezonieră e_1 , grade



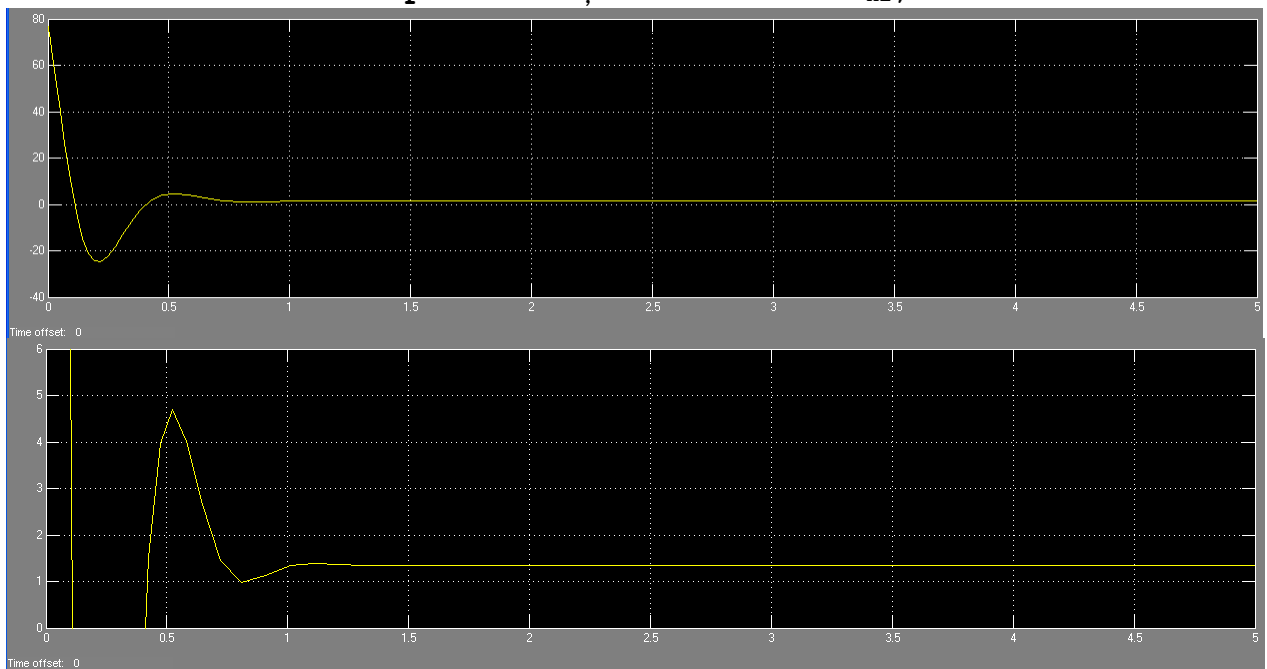
Time, s

Eroarea de poziție pentru mișcarea diurnă e_2 , grade



Time, s

Fig. I.1.27. Erorile de poziție

Momentul de torsiune pentru mișcarea sezonieră T_{z1} , Nm**Timp, s**Fig. I.1.28. *Momentul de torsiune pentru mișcarea sezonieră***Momentul de torsiune pentru mișcarea diurnă T_{x2} , Nm****Timp, s**Fig. I.1.29. *Momentul de torsiune pentru mișcarea diurnă*

I.2. Modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a captatoarelor solare

I.2.1. Elemente constructive

În cazul sistemelor de orientare utilizate pentru captatoare solare mișcarea sezonieră nu este importantă, aportul ei la creșterea eficienței captatorului fiind redus și, în acest sens, se utilizează sisteme de orientare monomobile care realizează numai mișcarea diurnă. Figura I.2.1 prezintă un sistem de orientare a captatoarelor solare conceput și realizat de către un colectiv de cercetare din Departamentul Design de Proiect, Mecatronică și Mediu al Universității Transilvania din Brașov. Soluția este caracterizată prin simplitate constructivă și dimensiuni de gabarit, respectiv ale componentelor, reduse.

Sistemul de control de tip proporțional - integrativ - derivativ (*PID*) este implementat într-un cilindru pneumatic utilizat ca și actuator; pentru simulare se consideră utilizarea, pe rând, a trei tipuri de captatoare solare: plat [144], de tip farfurie [145] și de tip jgheab [146] (fig. I.2.2).

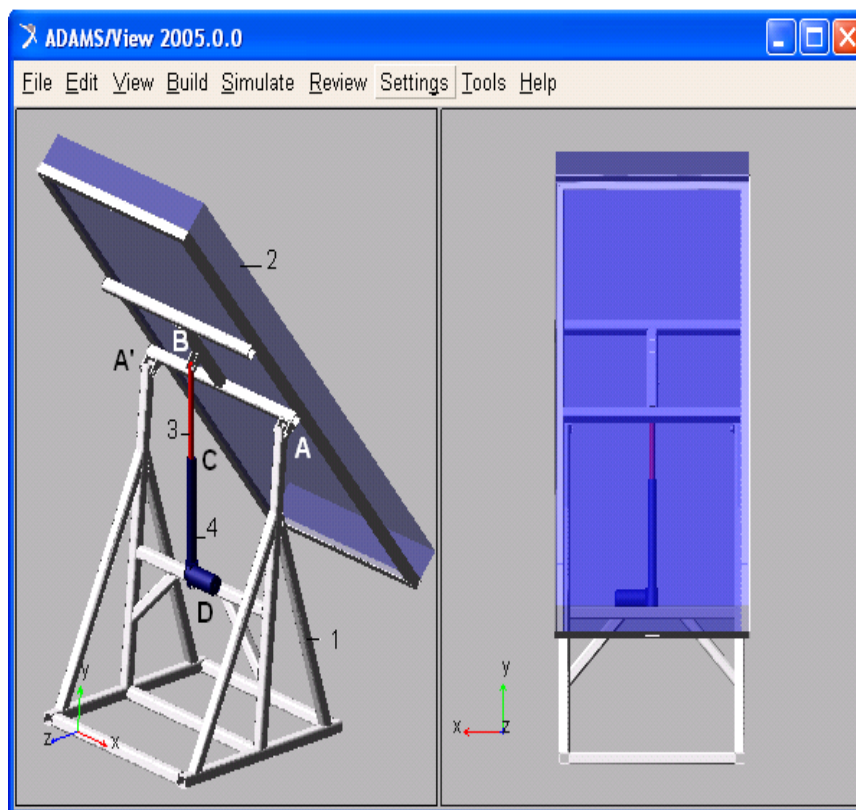


Fig. I.2.1. Sistem de orientare monomobil



Fig. I.2.2. Captatoare solare de tip plat, farfurie și jgheab [144, 145, 146]

I.2.2. Modelarea sistemului de control

Modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a captatoarelor solare se realizează, în continuare, pe baza cercetărilor realizate de către autor [49].

Pentru modelarea sistemului se ia în considerare numai variabila q_2 corespunzătoare mișcării diurne, ecuația legii de control fiind identică cu ecuațiile (I.1.24) și (I.1.25), utilizând aceiași factori. Schema generală de control realizată în soft-ul *Matlab/Simulink* este prezentată în figura I.2.3.

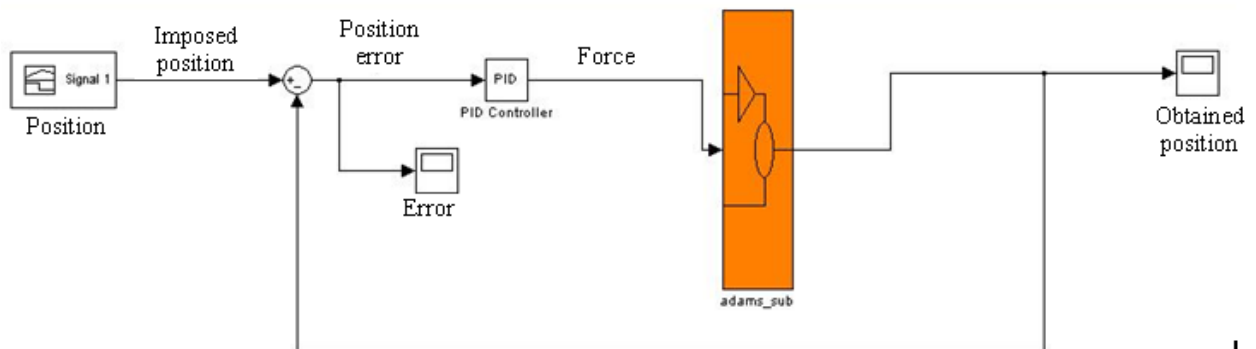


Fig. I.2.3. Schema de control a sistemului monomobil

Semnificația parametrilor din schema de control prezentată în figura I.2.3 este următoarea:

adams_sub - subsistemul sistemului de orientare monomobil al cărui model este realizat în soft-ul *ADAMS* (parametrul de intrare este reprezentat de forța de la cilindrul pneumatic iar ieșirea este deplasarea liniară a cilindrului) [3];

PID - controller-ul proporțional-integrativ-derivativ controller care conține factorii K_p , K_i , K_d ;

$K_p=2.3$ - factorul de proporționalitate pentru mișcarea diurnă;

$K_i=0.125$ - factorul integrativ pentru mișcarea diurnă;

$K_d=12$ - factorul derivativ pentru mișcarea diurnă;

Position error - eroarea de poziție definită ca diferență dintre poziția impusă și cea realizată.

Simularea dinamică a mișcării diurne a sistemului de orientare este realizată pentru trei tipuri de captatoare solare: de tip plat, de tip farfurie și de tip jgheab. Graficele funcțiilor de

mișcare impuse, pentru cele trei tipuri de captatoare solare, sunt prezentate în figurile I.2.4, I.2.5 și, respectiv, I.2.6.

Simularea este realizată pentru un interval de timp de 720 s care corespunde perioadei unei deplasări a pistonului actuatorului liniar între două poziții consecutive; rezultatele simulărilor dinamice sunt prezentate în continuare.

Figurile I.2.7 și I.2.8 prezintă, pentru captatorul termic plat, variația funcției de mișcare și eroarea de poziție.

Erorile de poziție în cazul captatoarelor de tip farfurie și de tip jgheab sunt prezentate în figurile I.2.9 și, respectiv, I.2.10.

În toate cazurile prezentate eroarea de poziție la piston are valori mici (sub 0.5 mm), ceea ce nu influențează în mod hotărâtor eficiența captării radiației solare. Valori maxime ale erorii de poziție la piston se obțin în cazul captatorului solar termic plat (aproximativ 0.5 mm), iar valori minime în cazul captatorului solar termic de tip jgheab (aproximativ 0.1 mm); pentru captatorul solar termic de tip farfurie se obțin valori intermediare ale erorii de poziție la piston de până la 0.15 mm.

Mișcarea impusă la piston, m

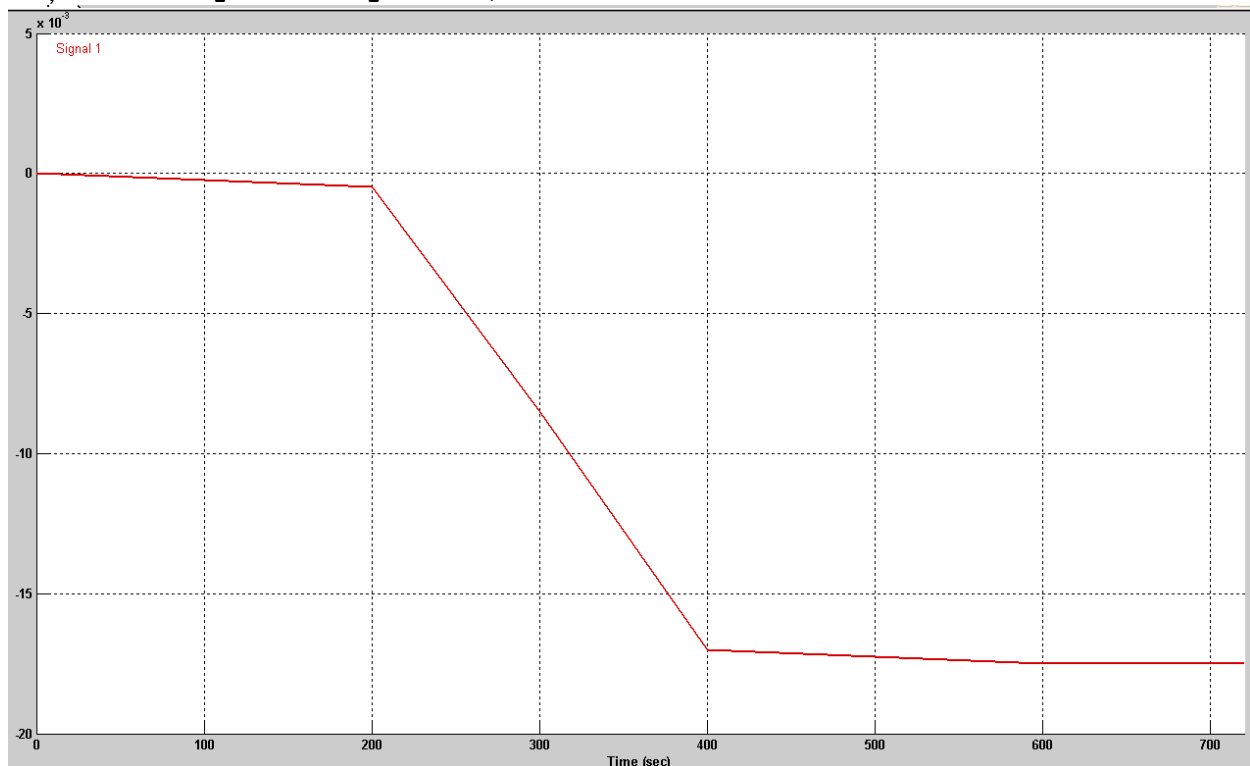
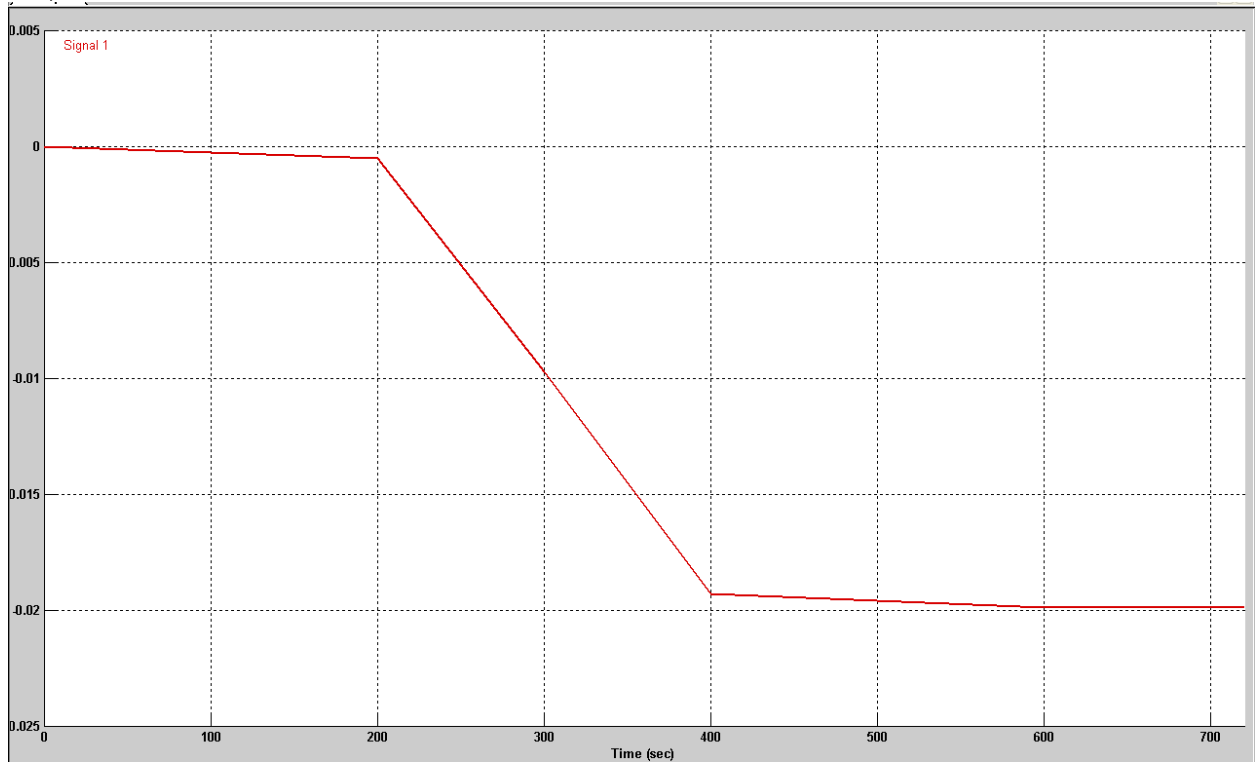
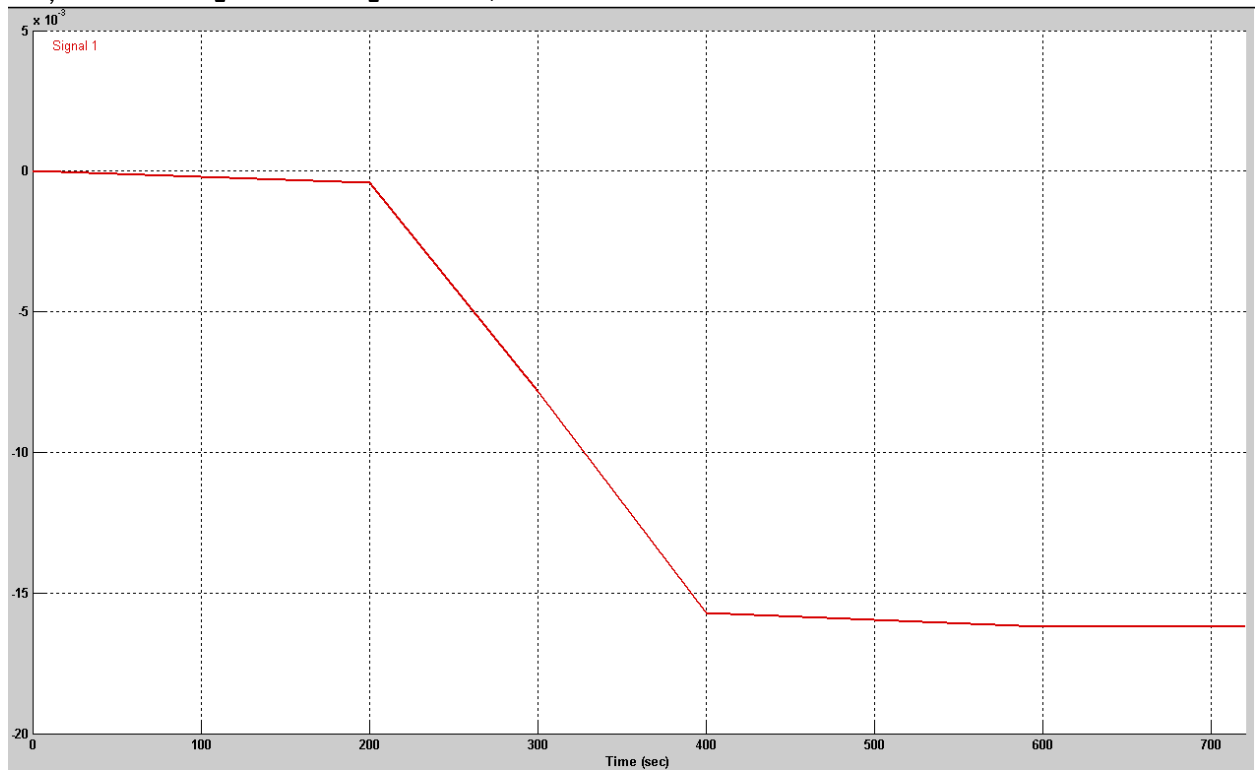
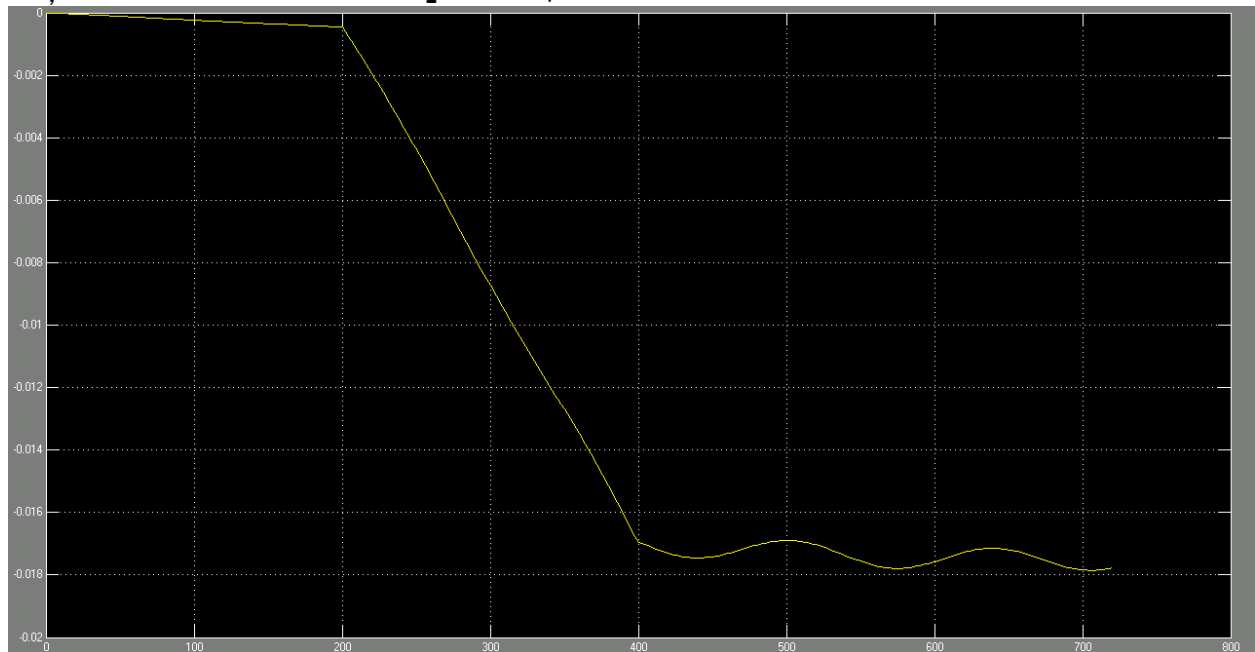
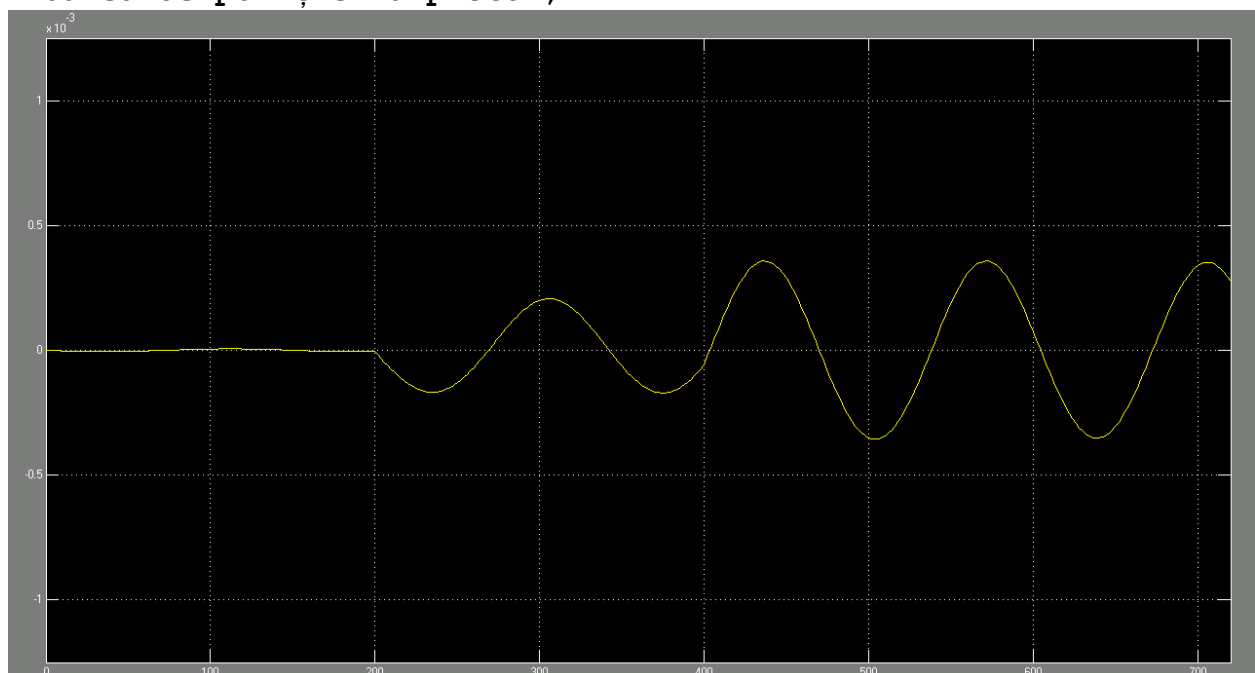


Fig. I.2.4. Mișcarea impusă pentru captatorul plat

Mișcarea impusă la piston, mFig. I.2.5. *Mișcarea impusă pentru captatorul de tip farfurie***Mișcarea impusă la piston, m**Fig. I.2.6. *Mișcarea impusă pentru captatorul de tip jgheab*

Mișcarea realizată de piston, mFig. I.2.7. *Variația funcției de mișcare pentru captatorul plat***Eroarea de poziție la piston, m**Fig. I.2.8. *Eroarea de poziție pentru captatorul plat*

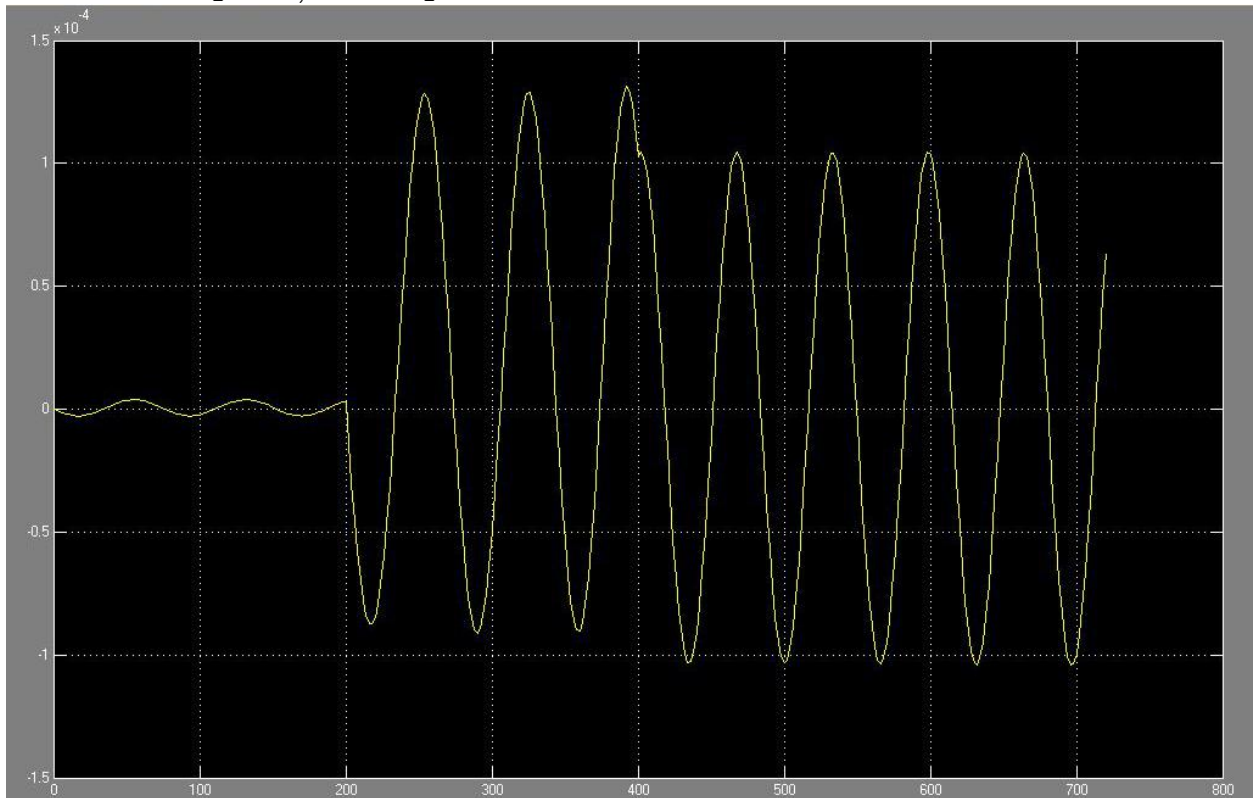
Eroarea de poziție la piston, m

Fig. I.2.9. Eroarea de poziție pentru captatorul de tip farfurie

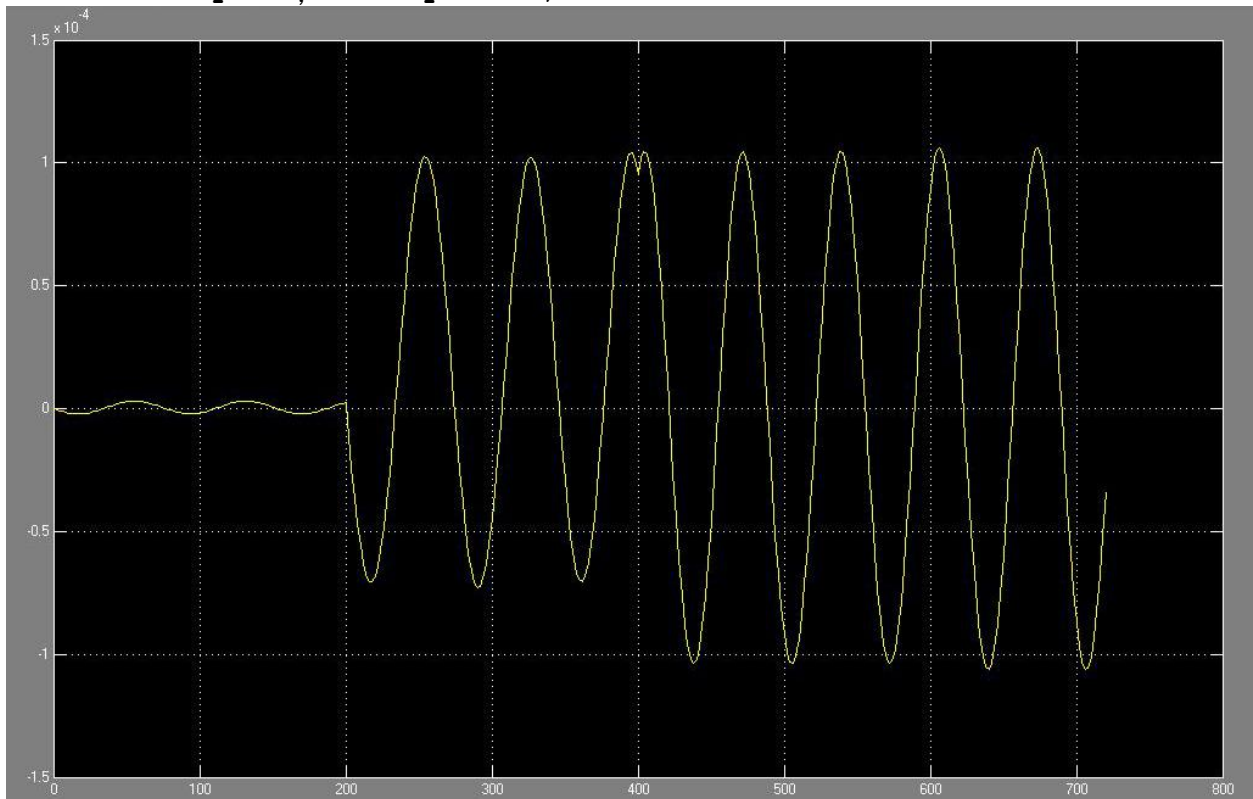
Eroarea de poziție la piston, m

Fig. I.2.10. Eroarea de poziție pentru captatorul de tip jgheab

I.3. Concluzii

Pentru sistemele de orientare studiate s-a urmărit alegerea unor componente cu dimensiuni de gabarit reduse, având ca obiectiv economia de material și implicit, obținându-se greutatea mai mică ale componentelor aflate în mișcare, reducerea consumului de energie.

Analizele cu metoda elementelor finite, atât cea statică cât și cea de frecvențe proprii, au avut în vedere și au confirmat îndeplinirea condițiilor de rezistență mecanică ale structurilor sistemelor de orientare. Analiza frecvențelor proprii a identificat frecvențele la care, în eventualitatea acțiunii unor sarcini dinamice externe, sistemul de orientare poate ajunge în situația de rezonanță, situație care duce la distrugerea sistemului de orientare.

Modelarea și simularea dinamică a sistemului de control, atât pentru sistemele cu două grade de mobilitate utilizate pentru orientarea panourilor fotovoltaice, cât și pentru sistemele cu un grad de mobilitate utilizate pentru orientarea captatoarelor solare, a dus la obținerea, pe de o parte, a unor perioade tranzitorii și suprareglaje reduse, și pe de altă parte, la erori de poziție mici.

Perioadele tranzitorii și suprareglajele de valori reduse din timpul funcționării sistemelor de orientare conferă stabilitate dinamică sistemelor de orientare și, implicit, duc la reducerea consumului de energie.

Erorile de poziție mici confirmă îndeplinirea condițiilor de funcționabilitate impuse sistemelor de orientare.

Prin cercetările realizate, s-au adus contribuții asupra creșterii eficienței sistemelor mecanice de tip sisteme de orientare, aceste contribuții având impact asupra economiilor de material și asupra economiilor de energie consumată.

II. CERCETĂRI ASUPRA ASPECTELOR FUNCȚIONAL - CONSTRUCTIVE ALE TRANSMISIILOR MECANICE

Probleme principale abordate în această direcție de cercetare urmăresc obținerea de gabarite reduse ale transmisiilor mecanice, identificarea condițiilor de funcționare și a materialelor componentelor pentru care aceste transmisii au randament mărit și implicit durate de funcționare mai mari. Astfel, sunt prezentate cercetări asupra frecării în rulmenți, asupra aspectelor constructive ale transmisiilor prin curele trapezoidale și prin lanț, precum și asupra frecării dintre patina de întindere și lanț.

Analiza funcțional - constructivă a transmisiilor mecanice are în vedere identificarea variantelor constructive și a situațiilor de exploatare în vederea utilizării acestora pentru perioade de funcționare cât mai mari, în condiții de gabarit reduse. Durata de funcționare a transmisiilor este direct influențată de sarcinile dinamice din sistem, de presiunile locale de contact și de către frecările care apar între elementele aflate în mișcare relativă. Aceste sarcini dinamice, presiunile locale de contact, precum și frecările care duc la uzură, apar atât în elementele componentele ale transmisiilor, cât și în lagărele de susținere ale acestora - rulmenți.

Cercetările prezentate în continuare, se referă la:

- analiza funcțională a rulmenților (analiză realizată atât din punct de vedere al presiunilor locale de contact cât și din punct de vedere al frecării din rulmenți);
- analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin curele trapezoidale (analiză realizată ținând seama de condițiile de funcționare, în vederea obținerii unor dimensiuni de gabarit reduse);
- analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin lanț (analiză realizată din punct de vedere constructiv în vederea obținerii unor dimensiuni de gabarit reduse și din punct de vedere funcțional, în acest caz studiindu-se presiunile locale de contact dintre eclisă și patină, precum și frecările dintre aceste două componente aflate în mișcare relativă);
- studiul frecării între cuplurile de materiale oțel / poliamidă, cercetări cu aplicație directă la contactul eclisă de lanț / patină de întindere ținând seama de faptul că partea activă a patinei de întindere este executată de către companiile de specialitate, din poliamide, acest studiu fiind o consecință a cercetărilor asupra transmisiilor prin lanț.

Această direcție de cercetare s-a concretizat în timp ca urmare a implicării autorului în calitate de director științific în cadrul proiectului de cercetare *CDS Dynamic Tribology*, contract încheiat cu *Schaeffler Group*, faza I 2012 - 2015, faza II 2015 - 2018.

II.1. Analiza funcțională a rulmenților

Funcționarea rulmenților este dependentă, în principal, de forțele care încarcă rulmenții și de vitezele de rotație ale inelului interior, acești parametri influențând momentele de frecare din rulmenți precum și presiunile de contact din zonele de contact dintre corpurile de rostogolire și căile de rulare. În acest capitol se prezintă analiza funcțională a rulmenților ținând seama de rezultatele obținute de către autor în cadrul cercetărilor realizate în [55, 58, 99, 118, 121, 122].

Predictibilitatea comportării rulmenților este greu de realizat ținând seama de fenomenele de frecare greu de cuantificat din punct de vedere analitic; astfel, în [91] se concluzionează că ținând seama de frecvențele de oscilație ale rulmenților din timpul funcționării, acestea au o distribuție stocastică și nu una periodică, având în vedere complexitatea fenomenelor de frecare.

II.1.1. Determinarea momentului de frecare din rulmenți

Frecarea în rulmenți depinde, în principal, de frecarea dintre bile și căile de rulare, frecarea dintre bile și colivie și frecarea cu lubrifiantul a componentelor aflate în mișcare de rotație. Din punct de vedere analitic este greu de identificat cu precizie influența acestor fenomene de frecare asupra funcționării rulmenților ținând seama de faptul că parametrii de exploatare ai acestora (ungere, turație, încărcare) sunt încadrați într-un domeniu deosebit de larg [32, 55, 58, 128], motiv pentru care se recurge la testări care să evidențieze variația momentului de frecare cu parametrii funcționali. Cercetările prezentate în continuare se bazează, în principal, pe rezultatele publicate de către autor în [55, 58].

Momentul de frecare depinde de dimensiunile rulmentului, de forța de încărcare precum și de coeficientul de frecare. Ținând seama de schema de încărcare prezentată în figura II.1.1, momentul de frecare global în rulment este determinat în funcție de forța radială F_r , de diametrul mediu d_m și de coeficientul de frecare global μ , cu relația [138]

$$M_f = \mu F_r d_m . \quad (\text{II.1.1})$$

Sub acțiunea sarcinilor exterioare și de reacțiune (v. Fig. II.1.1), rulmentul este în echilibru deci, momentul de frecare global se poate determina cu relația

$$M_f = \frac{F_t D}{2} \quad (\text{II.1.2})$$

în care D este diametrul exterior al rulmentului; această relație este utilă ținând seama de faptul că forța tangențială F_t și diametrul exterior al rulmentului D sunt parametri care pot fi măsurați.

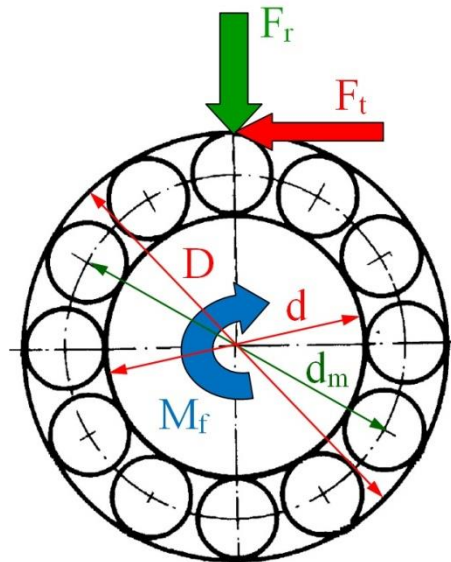


Fig. II.1.1. Schema de încărcare a rulmentului

Testările sunt realizate pentru 4 tipuri de rulmenți cu bile, cu același diametru exterior $D=47$ mm: seria 6204 (rulment radial cu bile); seria 6204-2HRS-Seal (rulment radial cu bile etanșat pe ambele părți); 4204-B-TVH (rulment radial cu bile pe două rânduri); 7204-B-JP (rulment radial-axial cu bile) - Figura II.1.2 [138].

Testările au fost realizate pe un tribometru - fig. II.1.3 - utilizându-se pentru testări modulul *block on ring* - fig. II.1.4; acest modul permite testări cu forțe de încărcare pe direcție normală de până la 1000 N și o rezoluție de 1 μ N. Turația maximă a arborelui modulului *block on ring* este de 3000 rot/min, în două sensuri.

Tribometrul este echipat cu un senzor de forță 2D care măsoară forțe după două direcții între 0.1 ... 1000 N cu o rezoluție de 50 mN. Cursa maximă verticală a saniei pe care este montat senzorul de forță este 150 mm cu o viteză liniară care se poate regla în intervalul 0.001 ... 10 m/s. Cursa maximă de poziționare laterală este 75 mm cu o viteză liniară care se poate regla în intervalul 0.01 ... 10 m/s. Tribometrul este echipat cu un amortizor pentru amortizarea vibrațiilor.

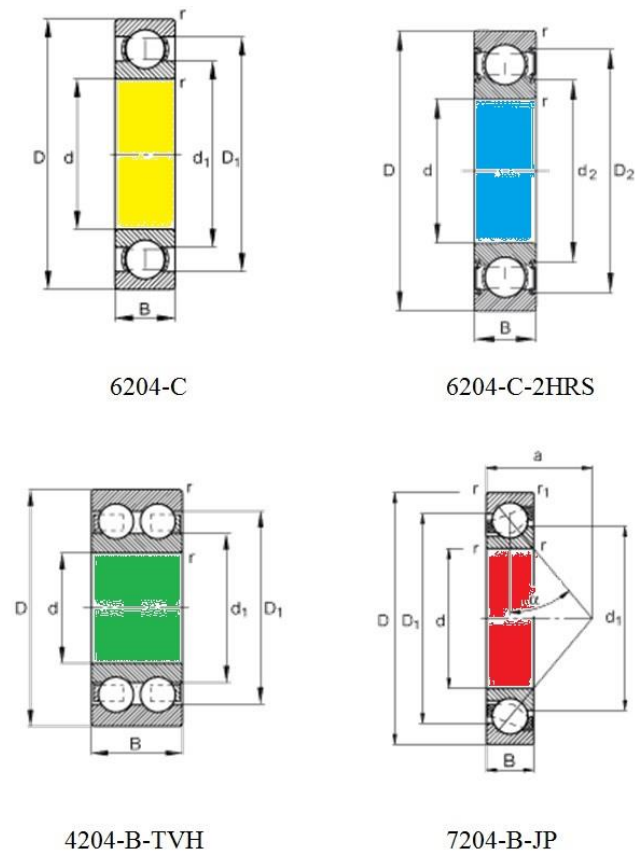
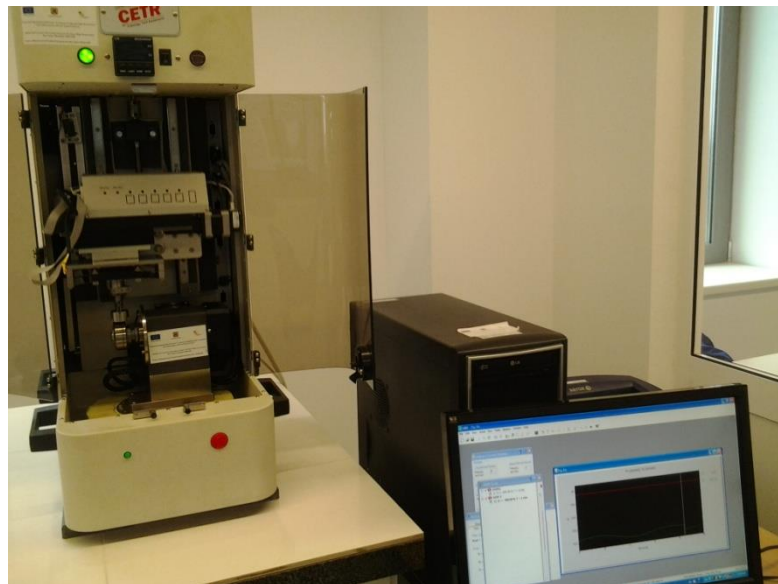
Fig. II.1.2. *Rulmenții testați*Fig. II.1.3. *Tribometrul*



Fig. II.1.4. Modulul *block on ring*

Încărcarea radială a rulmentului se realizează prin intermediul unui bloc montat pe sania verticală și care este în contact cu inelul exterior al rulmentului, inelul interior fiind cel rotativ - fig. II.1.5.

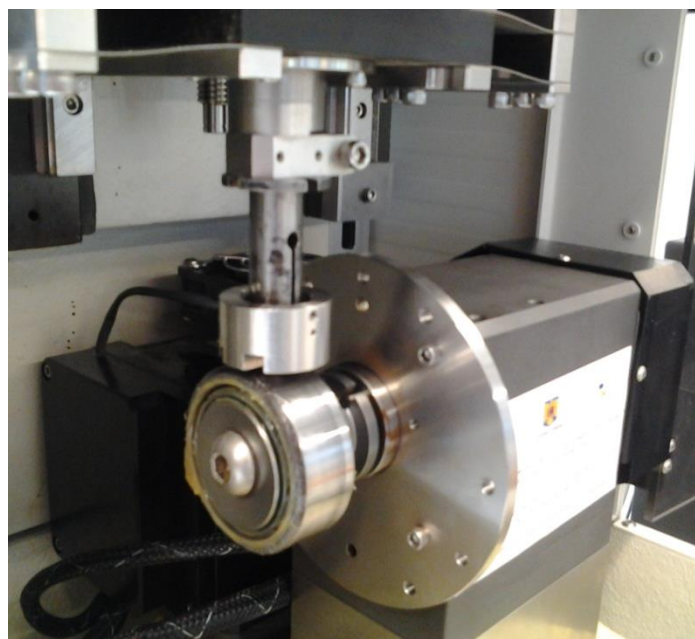


Fig. II.1.5. Încărcarea rulmentului

Pentru fiecare rulment au fost efectuate două tipuri de teste: un test cu turația constantă a inelului interior al rulmentului $n=2000$ rot/min și o forță radială variabilă liniar în intervalul $F_r=1$ N ... 500 N într-o perioadă de 10 minute și un al doilea test

cu forța radială constantă $F_r=500$ N și un set de turații ale inelului interior al rulmentului $n \in \{10, 50, 250, 500, 1000, 2000, 2500\}$ rot/min, pentru o perioadă de 1 minut fiecare valoare.

Rezultatele testelor realizate cu turația constantă a inelului interior al rulmentului $n=2000$ rot/min și o forță radială variabilă liniar în intervalul $F_r=1$ N ... 500 N într-o perioadă de 10 minute sunt prezentate în figura II.1.6. Momentul de frecare crește cu creșterea forței radiale, în cazul rulmenților radiali cu bile, în intervalul 1 N ... 45 N, iar în cazul rulmentului radial-axial cu bile 7204-B-JP, în intervalul 1 N ... 20 N. Cele mai mari valori ale momentului de frecare se înregistrează în cazul rulmentului radial cu bile etanșat pe ambele părți 6204-2HRS-Seal și al rulmentului radial cu bile pe două rânduri 4204-B-TVH.

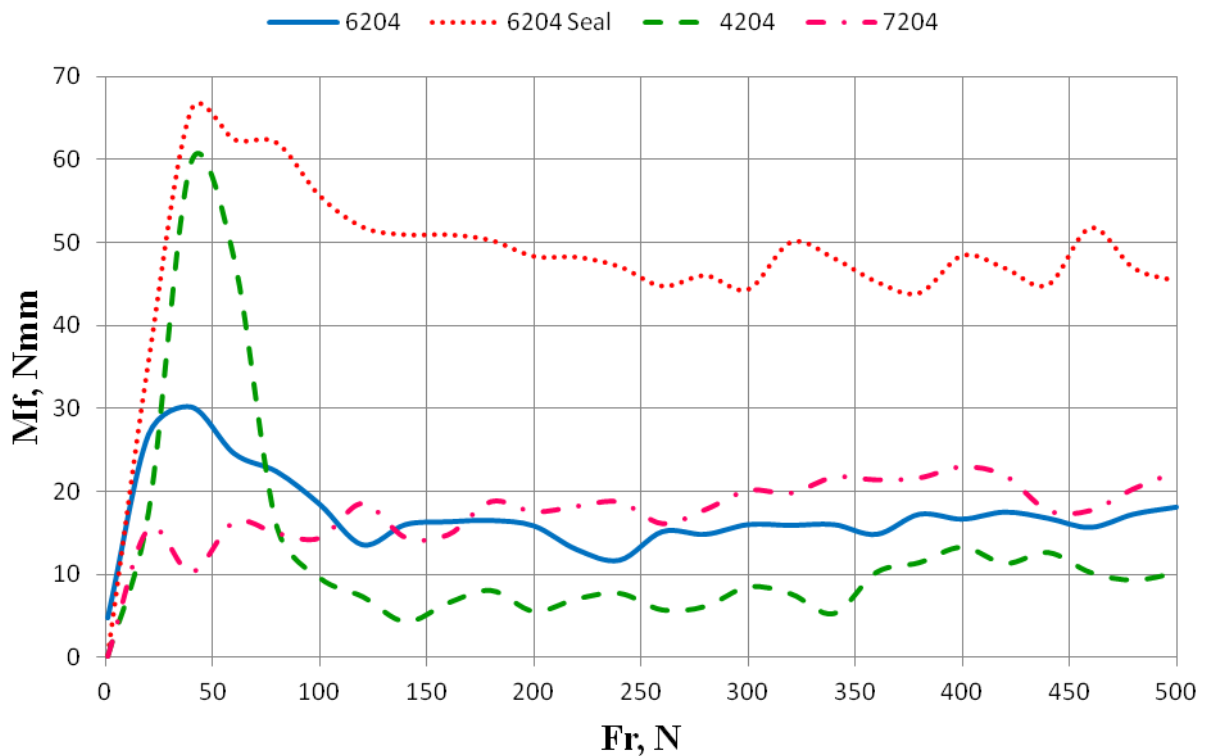


Fig. II.1.6. Variația momentului de frecare cu forța radială

Ținând seama de graficul de variație a momentului de frecare cu forța radială, se observă că valoarea momentului de frecare, după un interval inițial de creștere, scade cu creșterea forței, în cazul rulmenților radiali; numai în cazul rulmentului radial-axial cu bile 7204-B-JP apare o ușoară creștere a momentului de frecare cu creșterea forței radiale, pe toată durata testului.

În cazul rulmentului radial cu bile pe două rânduri 4204-B-TVH apare cea mai mare descreștere a momentului de frecare pentru intervalul de variație a forței radiale 45 N ... 145 N; după valoarea forței radiale de 145 N, rulmentul radial cu bile pe două rânduri are cel mai mic moment de frecare.

În cazul rulmenților radiali cu bile ne-etanșați și etanșați (6204 și 6204-2HRS-Seal) curbele de variație a momentului de frecare sunt similare ca și formă; momentul de frecare scade în

intervalul de variație a forței radiale 45 N ... 130 N și rămân aproape invariabile după valoarea de 130 N.

În intervalul forței radiale 130 N ... 500 N valorile momentului de frecare ale rulmentului radial cu bile 6204 și ale rulmentului radial-axial cu bile 7204-B-JP sunt comparabile.

În cazul variației turației inelului interior al rulmentului, rezultatele evidențiază aceleași concluzii privind variația momentului de frecare (fig. II.1.7): valori maxime ale momentului de frecare se obțin în cazul rulmentului radial cu bile etanșat pe ambele părți 6204-2HRS-Seal, iar valori minime în cazul rulmentului radial cu bile pe două rânduri 4204-B-TVH; pentru rulmentul radial cu bile 6204 și pentru rulmentul radial-axial cu bile 7204-B-JP valorile momentului de frecare sunt apropiate.

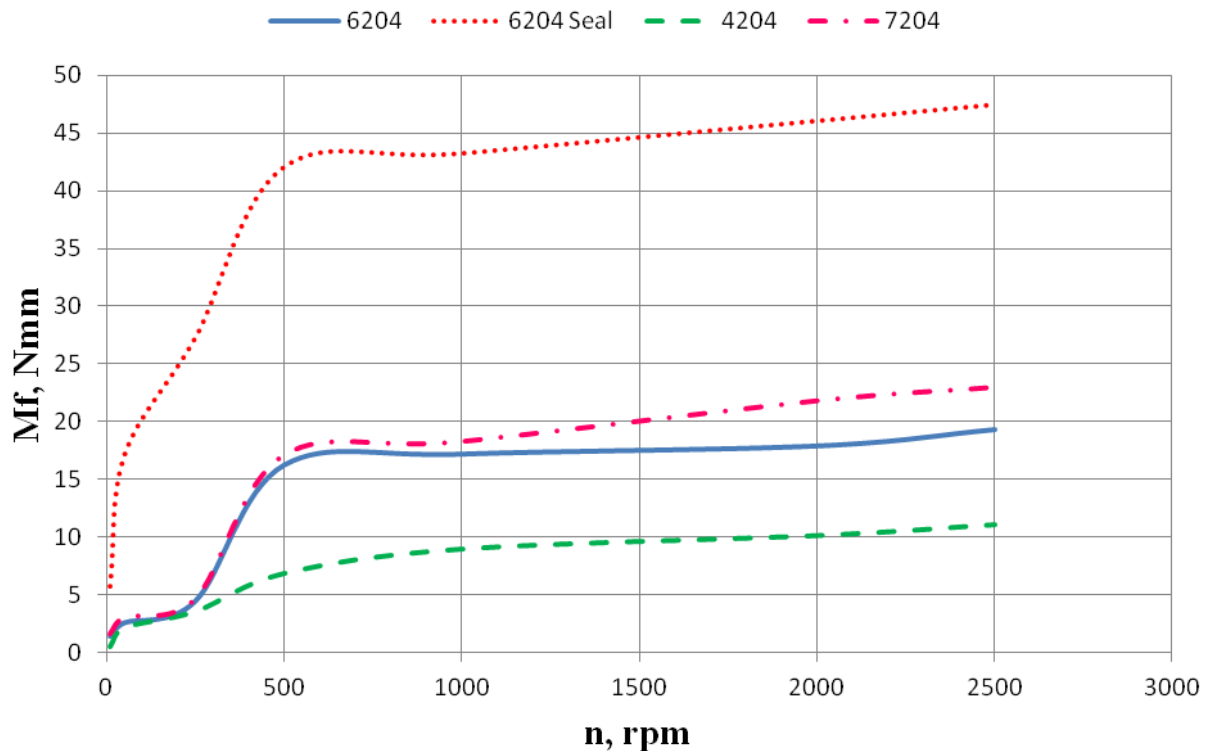


Fig. II.1.7. Variația momentului de frecare cu turația

Momentul de frecare are o creștere însemnată până la turația de aproximativ 500 rot/min, după această valoare, creșterea fiind mai redusă. Ca o concluzie generală, momentul de frecare în rulmentul etanșat este mai mare decât dublul valorii din cazul rulmenților neetanșați.

Momentul de frecare măsurat în timpul testelor este folosit în continuare ca dată de intrare în analiza cu metoda elementelor finite care are drept obiectiv determinarea presiunilor de contact în zona dintre bilă și calea de rulare a inelului exterior; valoarea acestor presiuni este influențată de tipo-dimensiunile rulmenților, de forțele care încarcă rulmenții și de turațiile inelului interior.

II.1.2. Determinarea presiunilor locale de contact

Analiza cu metoda elementelor finite a presiunilor de contact din zonele de contact ale bilei de rulment cu căile de rulare a fost realizată și în [86], concluzia fiind că o creștere de 100% a forței de contact duce la o creștere de 20% a presiunii de contact. În continuare, se prezintă determinarea presiunilor locale din contactele bilă - calea de rulare a inelului exterior, având la bază cercetările realizate de către autor în [55, 58].

Pentru realizarea analizei cu metoda elementelor finite se pornește de la modelul de încărcare care stă la baza modelării cu elemente finite (MEF) din figura II.1.8, fiind evidențiate și condițiile de frontieră; astfel, bila este încastrată iar asupra inelului exterior al rulmentului acționează sarcina radială F_r și momentul de frecare M_f măsurate în timpul testelor prezentate anterior.

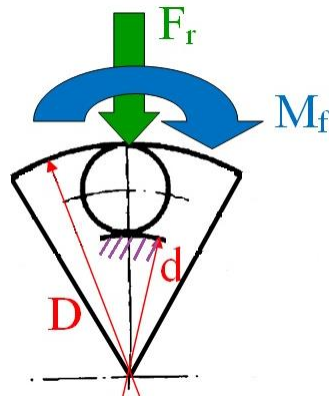
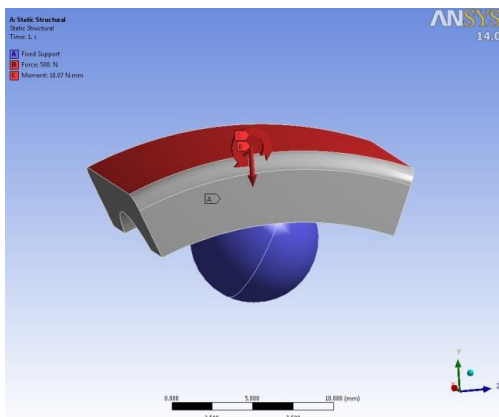


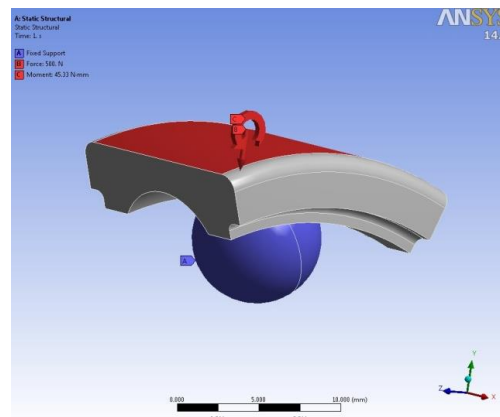
Fig. II.1.8. Modelul de bază MEF

Într-o primă etapă analizele sunt realizate pentru o turație constantă a inelului interior $n=200$ rot/min și o forță radială între 1 ... 500 N, momentul de frecare fiind cel măsurat în timpul testelor (v. fig. II.1.6); în etapa a doua analizele sunt realizate pentru o forță radială constantă de 500 N și o variație a turației inelului interior între 10 ... 2500 rot/min.

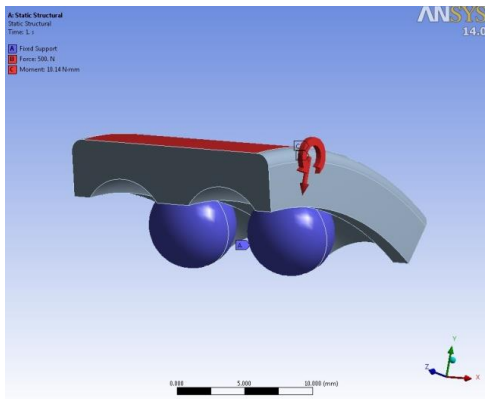
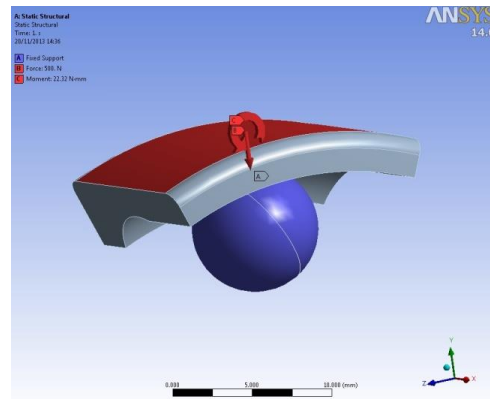
Modelul geometric al problemei este întocmit în soft-ul Catia V5R20 și importat apoi în soft-ul Ansys. Modelele pre-procesate pentru rulmenții analizați sunt prezentate în figura II.1.9.



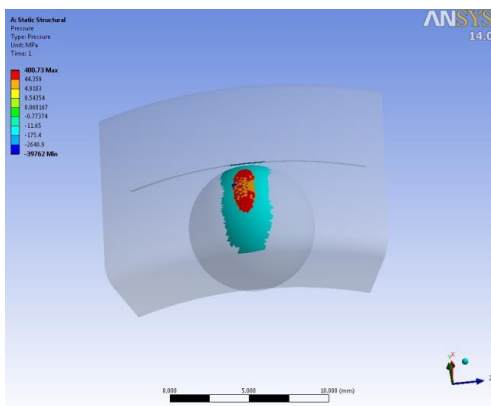
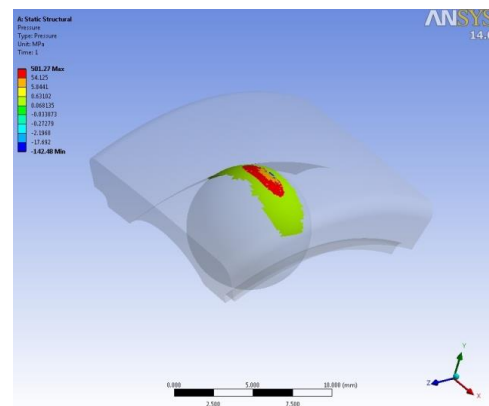
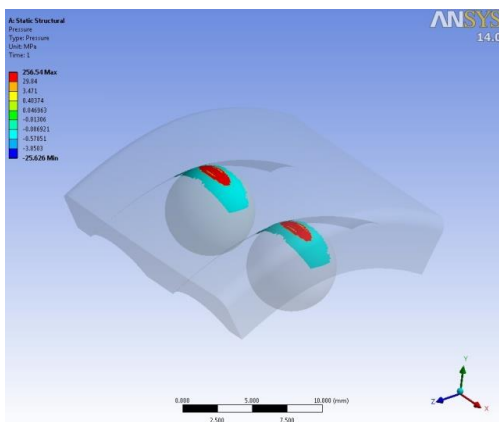
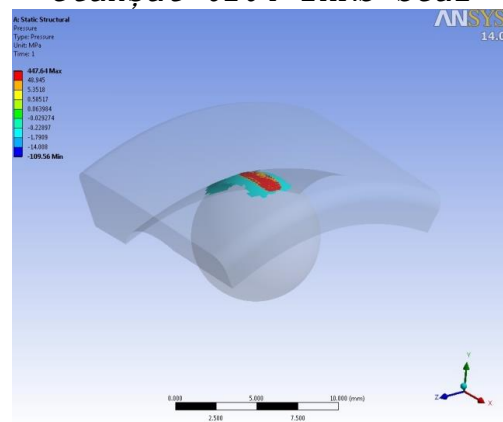
a. Rulment radial cu bile 6204



b. Rulment radial cu bile etanșat 6204-2HRS-Seal

c. *Rulment cu bile pe 2 rânduri 4204*d. *Rulment radial-axial cu bile 7204*Fig. II.1.9. *Modelele preprocesate*

Rezultatele vizualizate în etapa post-procesării (distribuția presiunii de contact pentru forța radială maximă egală cu 500 N) sunt prezentate pentru fiecare rulment în figura II.1.10; valori maxime ale presiunii de contact sunt obținute în cazul rulmentului radial cu bile etanșat pe ambele părți 6204-2HRS-Seal, iar valori minime în cazul rulmentului cu bile pe două rânduri 4204.

a. *Rulment radial cu bile 6204*b. *Rulment radial cu bile etanșat 6204-2HRS-Seal*c. *Rulment cu bile pe 2 rânduri 4204*d. *Rulment radial-axial cu bile 7204*Fig. II.1.10. *Distribuția presiunii de contact pentru $n=2000$ rot/min și $F_r=500$ N*

Variația presiunii maxime de contact cu forța radială este prezentată în figura II.1.11. Pentru toate valorile forței radiale considerate, valori maxime ale presiunii de contact se obțin în cazul rulmentului radial cu bile etanșat pe ambele părți 6204-2HRS-Seal; maxime locale ale presiunii maxime de contact sunt obținute în jurul valorii forței radiale de 45 N. În cazul rulmentului cu bile pe două rânduri 4204 se obțin cele mai mici valori ale presiunii maxime de contact.

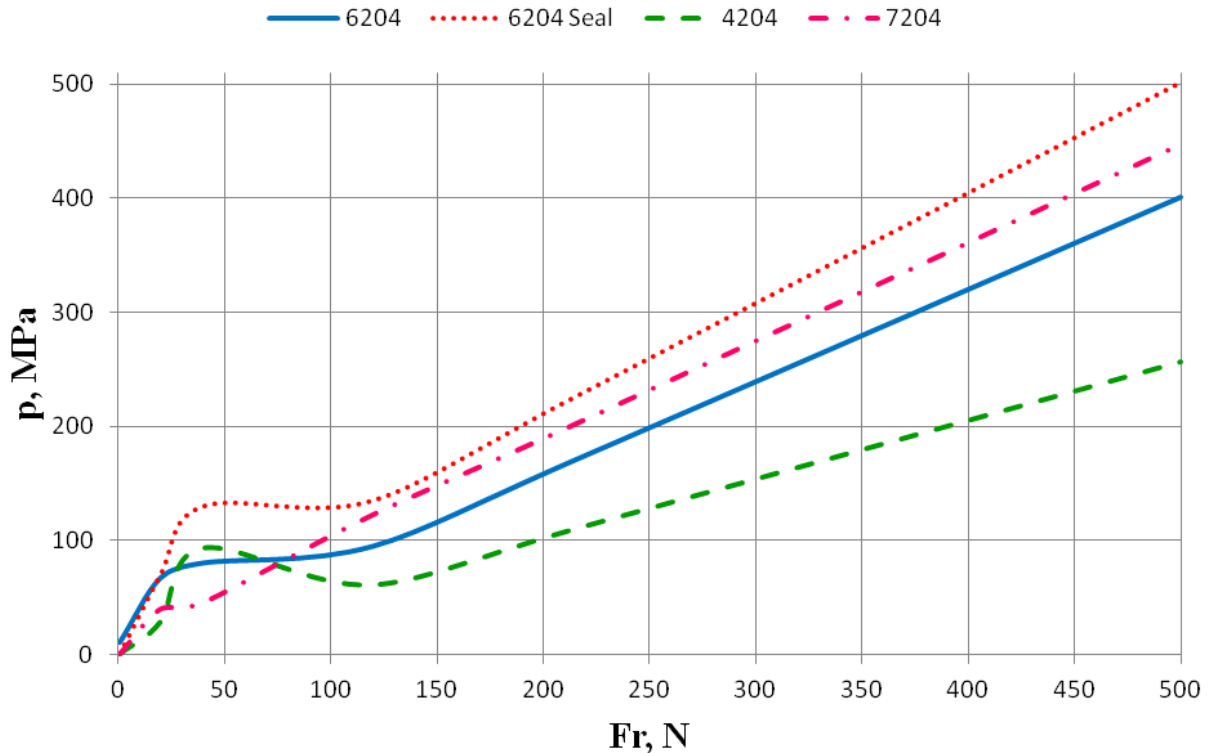


Fig. II.1.11. Variația presiunii maxime de contact cu forța radială F_r pentru turația inelului interior $n=2000$ rot/min

Un al doilea set de analize cu metoda elementului finit a fost realizat considerând forța radială constantă de valoare $F_r=500$ N și un set de turații ale inelului interior al rulmenților $n=10 \dots 2500$ rot/min. Figura II.1.12 prezintă distribuția presiunii de contact pentru fiecare rulment analizat în cazul extrem în care turația și forța radială au valori maxime - $n=2500$ rot/min și $F_r=500$ N; valori maxime ale presiunii de contact se obțin în cazul rulmentului radial cu bile etanșat pe ambele părți 6204-2HRS-Seal.

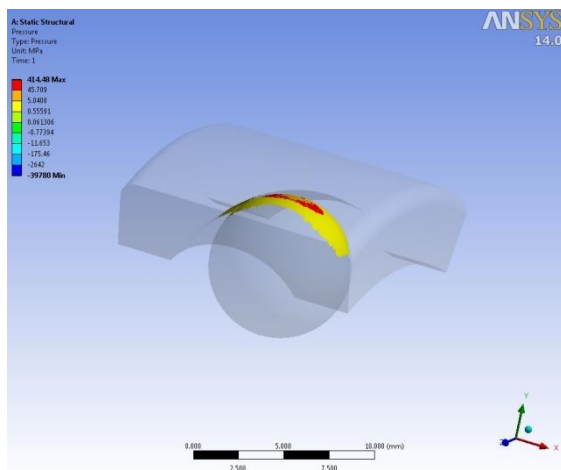
Variația presiunii maxime de contact cu turația inelului interior este prezentată în figura II.1.13, considerând o forță radială de încărcare constantă $F_r=500$ N.

Presiunea maximă de contact are o variație nesemnificativă cu variația turației inelului interior al rulmentului, putând fi considerată aproape constantă; cele mai mari valori ale presiunii maxime de contact se obțin în cazul rulmentului radial cu bile etanșat pe ambele părți 6204-2HRS-Seal. Cea mai mare variație a presiunii maxime de contact se înregistrează în cazul rulmentului etanșat (o variație de 3,16% a presiunii maxime de contact pentru

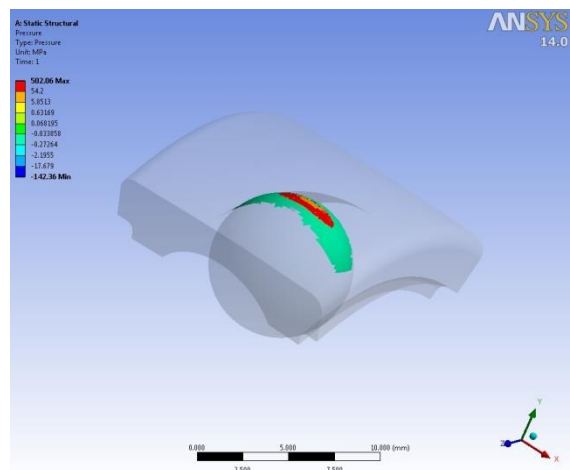
o variație a turației inelului interior al rulmentului între 10 rot/min și 2500 rot/min); cea mai mică variație a presiunii maxime de contact are loc în cazul rulmentului cu bile pe două rânduri 4204 - 0,46%.

În concluzie, valori maxime ale momentului de frecare se obțin în cazul rulmentului etanșat, obținându-se și maxime locale pentru o încărcare radială de 45 N. Variația momentului de frecare pentru încărcări mai mari de 45 N este nesemnificativă; pentru o încărcare radială constantă de 500 N, o ușoară creștere a momentului de frecare se poate observa numai pentru turații ale inelului interior al rulmentului mai mari de 500 rot/min.

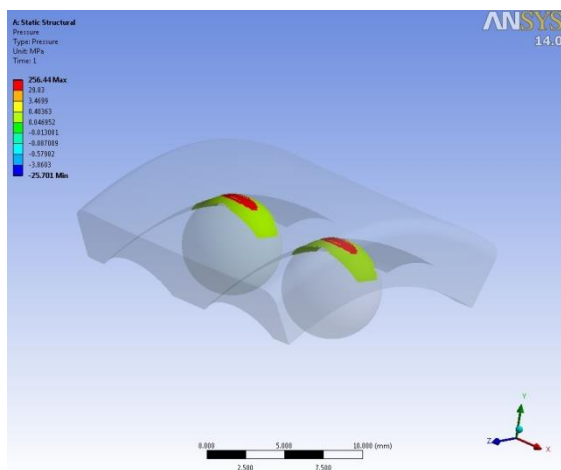
Pentru o creștere cu 100% a turației inelului interior, în cazul rulmentului cu bile pe două rânduri se constată o creștere a momentului de frecare cu 31,13%; cea mai mică creștere a momentului de frecare este în cazul rulmentului etanșat pe ambele părți - 2,80%. Deci, ținând seama de variația momentului de frecare cu turația, rulmentul etanșat pe ambele părți are funcționarea cea mai stabilă.



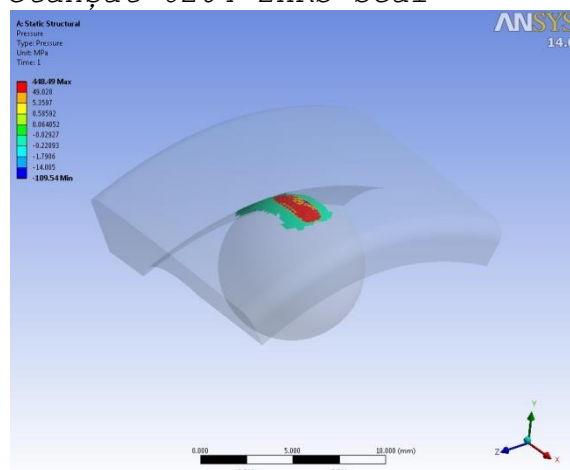
a. *Rulment radial cu bile 6204*



b. *Rulment radial cu bile etanșat 6204-2HRS-Seal*



c. *Rulment cu bile pe 2 rânduri 4204*



d. *Rulment radial-axial cu bile 7204*

Fig. II.1.12. Distribuția presiunii de contact pentru forța radială $F_r=500$ N și $n=2500$ rpm

Ținând seama de concluziile rezultate în urma testelor și a analizelor cu metoda elementelor finite se poate spune că presiunile de contact sunt influențate în mod direct de către momentele de frecare din rulmenți, motiv pentru care cele mai mari valori ale presiunii maxime de contact sunt obținute în cazul rulmentului etanșat pe ambele părți. Pentru valori mai mari de 100 N ale forței de încărcare radiale, în cazul unei turații constante, dependența dintre presiunea maximă de contact și încărcarea radială este cvasiliniară; cea mai mare variație a presiunii maxime de contact, cuantificată prin unghiul de înclinare al graficului de variație, este obținută în cazul rulmentului etanșat pe ambele părți - $43^{\circ}22''$, iar cea mai mică variație este în cazul rulmentului cu bile pe două rânduri - $27^{\circ}22''$.

Variația presiunii maxime de contact cu turația inelului interior al rulmenților este nesemnificativă. Pentru o creștere cu 100% a turației se obține cea mai mare creștere a presiunii maxime de contact - 0,32% în cazul rulmentului radial-axial cu bile; pentru ceilalți rulmenți creșterea presiunii maxime de contact nu depășește 0,08%.

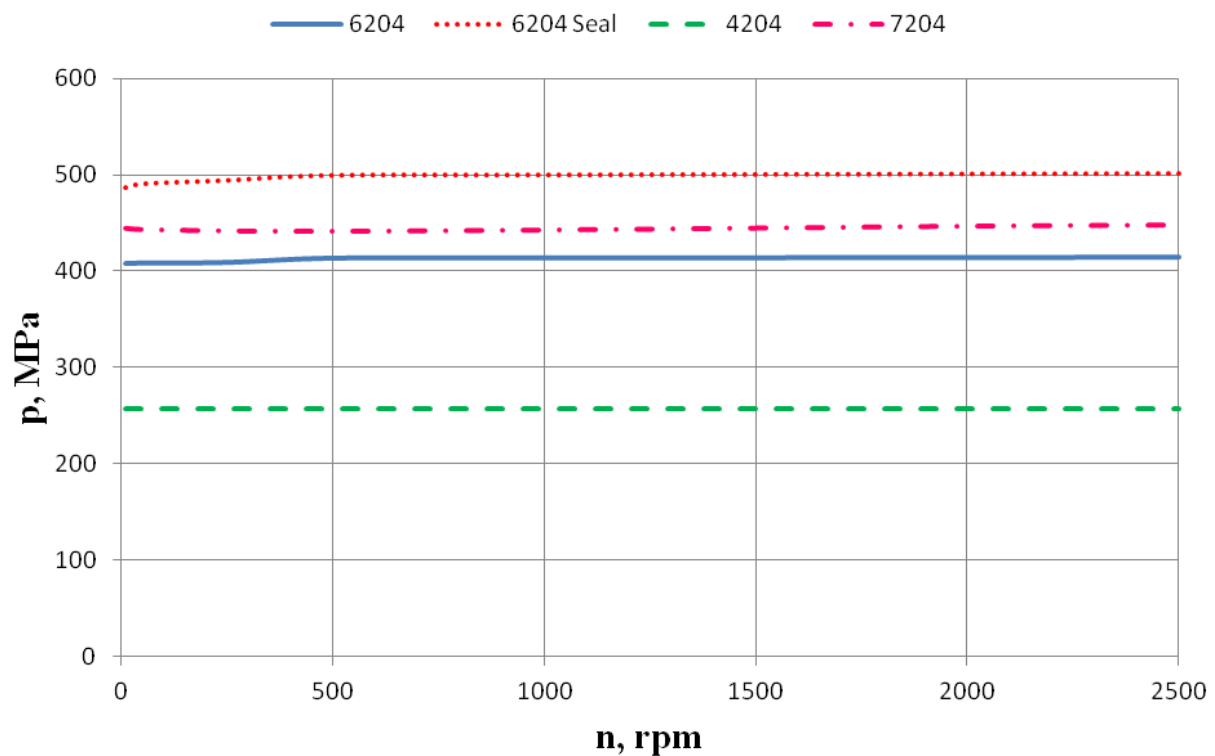


Fig. II.1.13. Variația presiunii maxime de contact cu turația inelului interior pentru o forță radială constantă $F_r=500$ N

II.2. Analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin curele trapezoidale

Transmisiile prin curele trapezoidale sunt transmisii mecanice utilizate să transmită puteri de până la 1200 kW, cu viteze periferice maxime de 50 m/s și distanțe dintre axe de până la 3 m;

randamentul mediu al transmisiilor prin curele trapezoidale este 95% ... 96%. Analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin curele trapezoidale, prezentată în continuare, are la bază cercetările realizate de către autor în [54].

Aceste transmisii sunt implementate, de regulă, între motor și reductor (fig. II.2.1) sau în transmisii prin frecare, unde precizia de transmitere a mișcării este neesențială; schema bloc din figura II.2.1 prezintă principalele componente ale unei transmisii mecanice care are în componență o transmisie prin curele trapezoidale: 1 - motor electric; 2 - transmisie prin curele trapezoidale; 3 - reductor; 4 - mașină de ridicat.

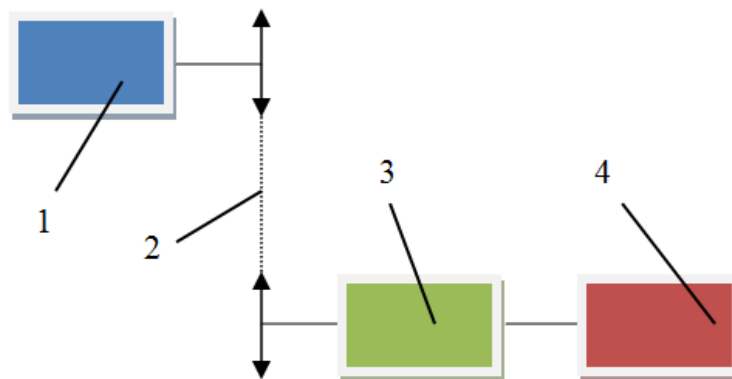


Fig. II.2.1. Schema bloc a unei transmisii care utilizează curele trapezoidale

II.2.1. Elemente constructive și de exploatare

O problemă importantă o reprezintă situația în care, ținând seama de datele de intrare, proiectantul trebuie să aleagă între două variante de curele trapezoidale (*SPZ* și *SPA*), și astfel să identifice varianta optimă din punct de vedere al numărului de curele, distanței dintre axe și al tensiunilor echivalente din curea. Ca și exemplificare, se consideră ca date de intrare o putere $P=5$ kW și o turație la intrare $n_1=500$ rot/min, dată de un motor electric asincron; turația la ieșire este $n_2=350$ rot/min și reprezintă turația de intrare într-un reductor care acționează o mașină de ridicat în regim de lucru de 16 ore/zi.

Tipul curelei trapezoidale este ales în funcție de puterea de transmis și turația la intrare; pentru datele exemplificate, tipul curelei trapezoidale este la limita între tipul *SPZ* și tipul *SPA*. [133]. Din acest considerent, calculul de proiectare se realizează pentru ambele variante de curea, cu diametrul primitiv al roți conducătoare $D_{p1}=100$ mm - curea *SPZ* și $D_{p1}=112$ mm - curea *SPA* [134].

Raportul de transmitere al transmisiei prin curele se definește ca fiind

$$i = n_1 / n_2 . \quad (\text{II.2.1})$$

Ținând seama de datele de intrare rezultă $i=1.42$; diametrul primitiv al roții conduse devine

$$D_{p2} = i D_{p1}; \quad (\text{II.2.2})$$

valorile alese din [134] sunt reprezentate de două variante de diametre primitive ale roții conduse $D_{p2}=140$ mm și $D_{p2}=160$ mm.

Diametrul mediu al roților se calculează cu relația

$$D_{pm} = (D_{p1} + D_{p2}) / 2, \quad (\text{II.2.3})$$

și se obțin, pentru cele două situații, valorile 120 mm și 136 mm. Diametrul rolei de întindere se determină cu [135]

$$D_{p0} = (1 \dots 1.5) D_{p1} \quad (\text{II.2.4})$$

obținându-se valorile 110 mm și 123 mm.

Distanța dintre axe preliminară este situată în intervalul [134]

$$0.7(D_{p1} + D_{p2}) \leq A \leq 2(D_{p1} + D_{p2}) \quad (\text{II.2.5})$$

obținându-se intervalele de valori $A \in [168, 480]$ m) pentru cureaua *SPZ* și $A \in [190.4, 544]$ mm pentru cureaua *SPA*.

Unghiul dintre ramurile curelei este

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A}, \quad (\text{II.2.6})$$

iar unghiurile de înfășurare a curelei pe cele două roți

$$\beta_1 = 180^\circ - \gamma \quad (\text{II.2.7})$$

și

$$\beta_2 = 180^\circ + \gamma. \quad (\text{II.2.8})$$

Lungimea preliminară a curelei este [134]

$$L_p = 2A + \pi D_{pm} + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A}. \quad (\text{II.2.9})$$

Considerându-se valorile distanței dintre axe în intervalul $A \in [168, 480]$ m) pentru cureaua *SPZ* și $A \in [190.4, 544]$ mm pentru cureaua *SPA*, se calculează lungimea preliminară a curelei pentru cele două tipuri de curea; figura II.2.2 prezintă dependența lungimii preliminare a curelei de distanța dintre axe, pentru cele două tipuri de curea.

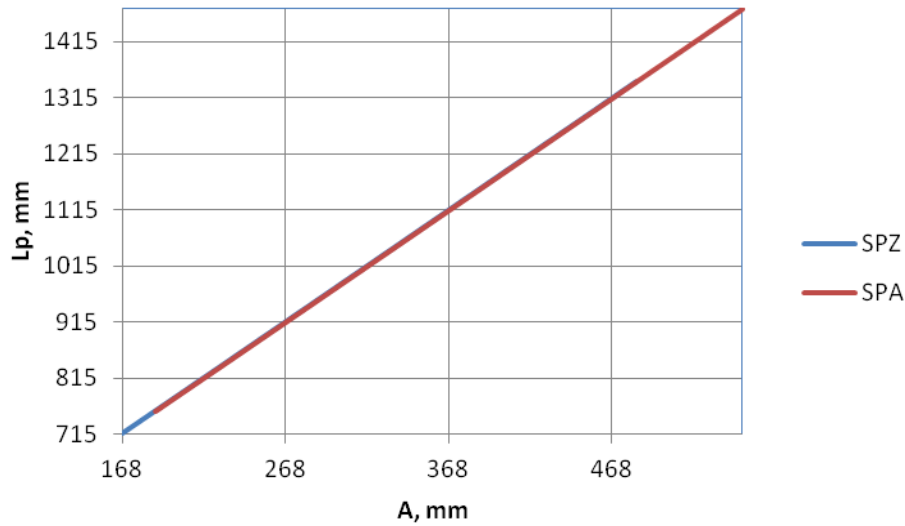


Fig. II.2.2. *Dependența lungimii preliminare a curelei de distanța dintre axe*

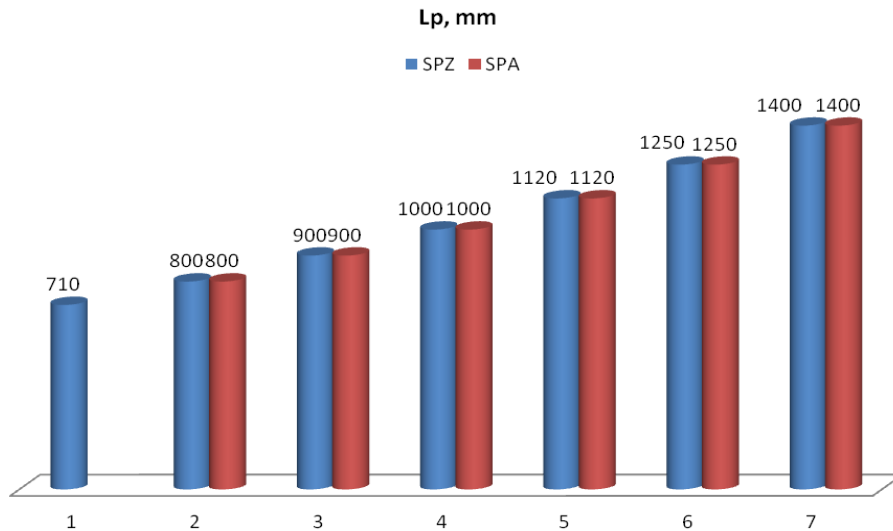


Fig. II.2.3. *Variantele lungimii preliminare a curelei*

În urma efectuării calculelor rezultă valorile lungimii preliminare a curelei în cele două situații: $L_p \in [715.37, 1337.82]$ mm pentru cureaua SPZ și $L_p \in [760.81, 1466.05]$ mm pentru cureaua SPA. Din [134] se adoptă: $L_p \in \{710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400\}$ mm pentru cureaua SPZ și $L_p \in \{800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400\}$ mm pentru cureaua SPA; figura II.2.3 prezintă variantele numerice ale lungimii preliminare a curelei - valoarea minimă de 710 mm se poate alege numai în cazul curelei SPZ.

Valoarea definitivă a distanței dintre axe se stabilește cu [134]

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} \quad (\text{II.2.10})$$

unde:

$$p = 0.25L_p - 0.393(D_{p1} - D_{p2}) \quad (\text{II.2.11})$$

și

$$q = 0.125(D_{p2} - D_{p1})^2. \quad (\text{II.2.12})$$

Valorile distanței dintre axe sunt prezentate în figura II.2.4; față de curelele *SPZ*, curelele *SPA* asigură distanțe dintre axe mai mici datorită valorilor mai mari ale diametrelor primitive ale roților.

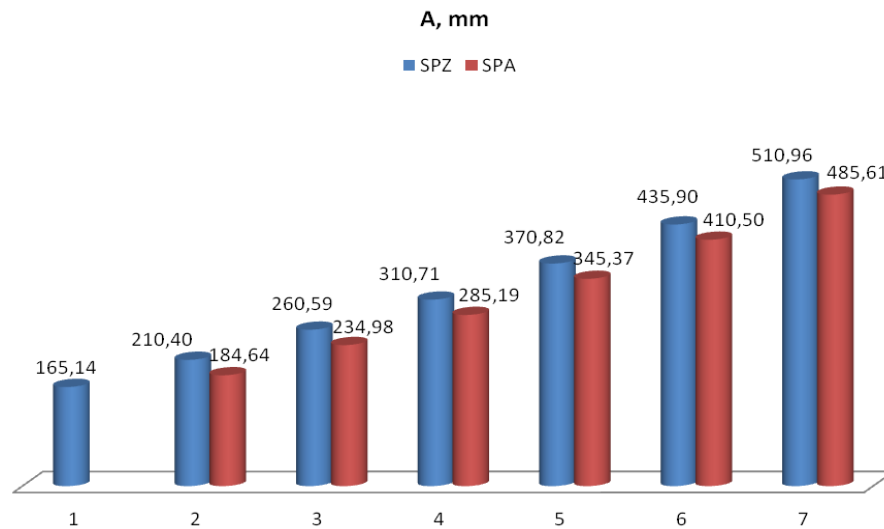


Fig. II.2.4. Variantele distanței dintre axe

Numărul preliminar de curele este stabilit cu [134]

$$z_0 = \frac{c_f P}{c_L c_\beta P_0} \quad (\text{II.2.13})$$

unde: c_f reprezintă coeficientul de funcționare, dependent de felul încărcării și tipul mașinii motoare, respectiv antrenate, $c_f=1.2$ [134]; c_L este coeficientul de lungime, dependent de tipul curelei și de lungimea acesteia, $c_L \in \{0.84, 0.86, 0.88, 0.90, 0.93, 0.94, 0.96\}$ pentru curelele *SPZ* și $c_L \in \{0.81, 0.83, 0.85, 0.87, 0.89, 0.91\}$ pentru curelele *SPA* [134]; c_β este coeficientul de înfășurare, dependent de unghiul de înfășurare și de raportul $(D_{p2} - D_{p1})/A$, $c_\beta \in \{0.965, 0.97, 0.975, 0.98, 0.988, 0.992, 0.993\}$ pentru curelele *SPZ* și $c_\beta \in \{0.965, 0.973, 0.976, 0.985, 0.991, 0.9925\}$ pentru curelele *SPA* [134]; P_0 este puterea nominală transmisă de o curea și se alege din [134] în funcție de diametrul roții mici, raportul de transmitere și turația roții mici rezultând valorile $P_0=1$ kW pentru curelele *SPZ* și $P_0=1.58$ kW pentru curelele *SPA*.

Figura II.2.5 prezintă valorile numărului preliminar de curele; datorită valorii mari a puterii nominale transmise de o curea, utilizarea curelei de tip *SPA* conduce la un număr mai mic de curele decât cureaua de tip *SPZ*.

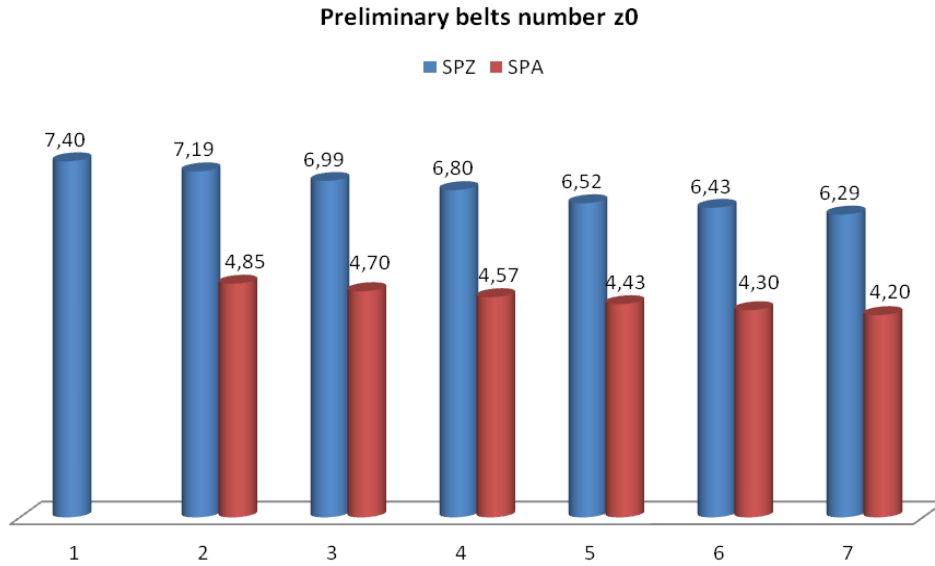


Fig. II.2.5. Numărul preliminar de curele

Numărul de curele se determină cu relația [134]

$$z = z_0 / c_z, \quad (\text{II.2.14})$$

unde c_z reprezintă coeficientul numărului de curele, $c_z=0.85$ pentru curele SPZ și $c_z=0.90$ pentru curele SPA [134].

Numărul de curele este determinat prin rotunjirea la cel mai apropiat număr întreg a valorilor obținute din relația (I.2.23) - fig. II.2.6.

Un parametru important care influențează durabilitatea curelei este frecvența încovoierilor ν ; acest parametru depinde de numărul de curele z , de viteza curelei \mathbf{v} și de lungimea preliminară a curelei L_p și se determină cu relația [12, 26, 76]

$$\nu = \nu z / L_p, \quad (\text{II.2.15})$$

unde viteza curelei este

$$\nu = \pi D_{p1} n_1 = \pi D_{p2} n_2. \quad (\text{II.2.16})$$

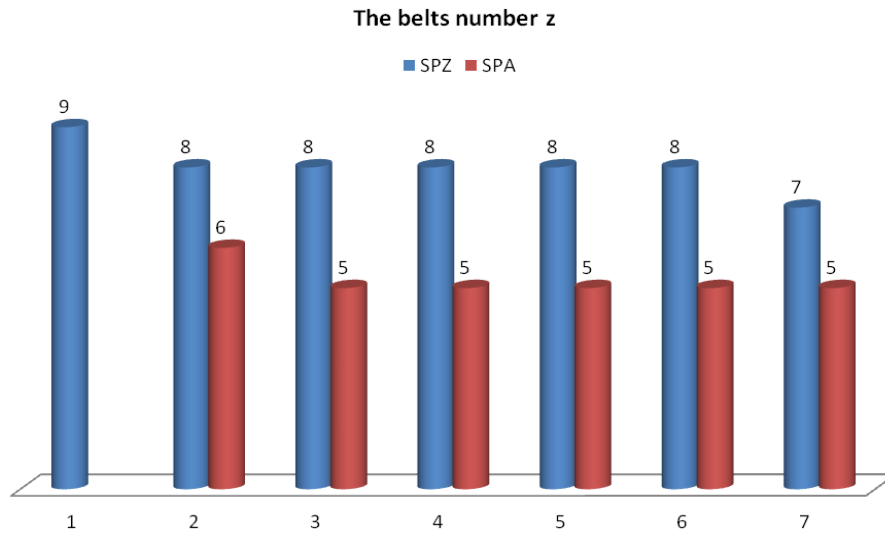


Fig. II.2.6. Numărul de curele

În urma efectuării calculelor, în toate cazurile, valoarea frecvenței încovoierilor este situată sub valoarea admisibilă de 60 Hz [12, 26, 76] - Fig. II.2.7; valorile mici ale frecvenței încovoierilor duc la durabilități ridicate, valori care se obțin în cazul curelelor de tip SPA, pentru valori mari ale lungimi preliminare a curelei.

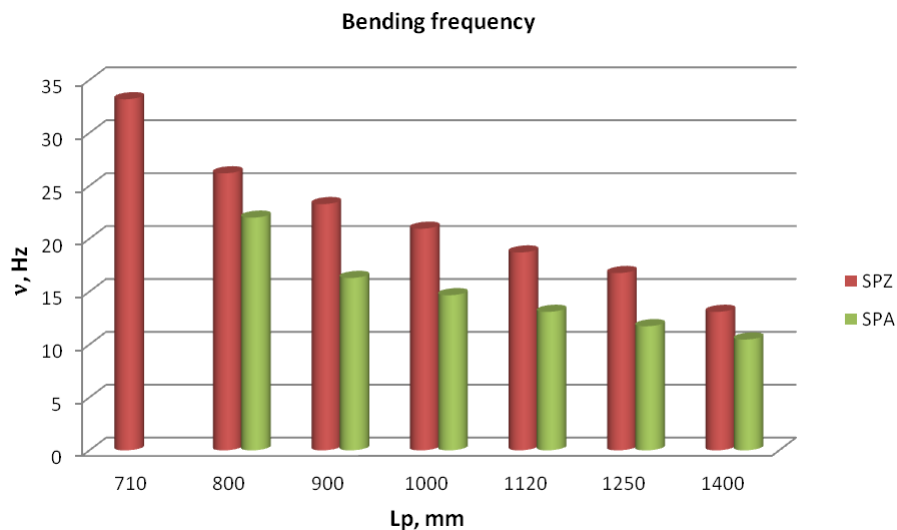


Fig. II.2.7. Frecvența încovoierilor

II.2.2. Determinarea tensiunilor din curea

Un criteriu important care influențează utilizarea curelelor trapezoidale îl reprezintă tensiunile produse de către forțele exterioare. În acest sens, este realizată o analiză statică a unei variante de curea de tip SPZ și a unei variante de curea de tip SPA [12]; sarcina exterioară este reprezentată de forța de tracțiune F_1 care acționează asupra curelei iar cureaua este considerată fixată de roată fără a ține seama de alunecările relative.

Pentru modelare se consideră varianta 4 de curele cu următoarele

caracteristici: pentru cureaua de tip *SPZ* - diametrul primitive al roții mici $D_{p1}=100$ mm și numărul de curele $z=8$, iar pentru cureaua de tip *SPA*- diametrul primitive al roții mici $D_{p1}=112$ mm și numărul de curele $z=5$.

Forța exterioară de tracțiune F_1 se determină cu [12, 26, 76]

$$F_1 = 2.2 \frac{M_{t1}}{zD_{p1}}, \quad (\text{II.2.17})$$

Iar momentul se determină cu relația

$$M_{t1} = 9.55 \cdot 10^6 \frac{P}{n_1}. \quad (\text{II.2.18})$$

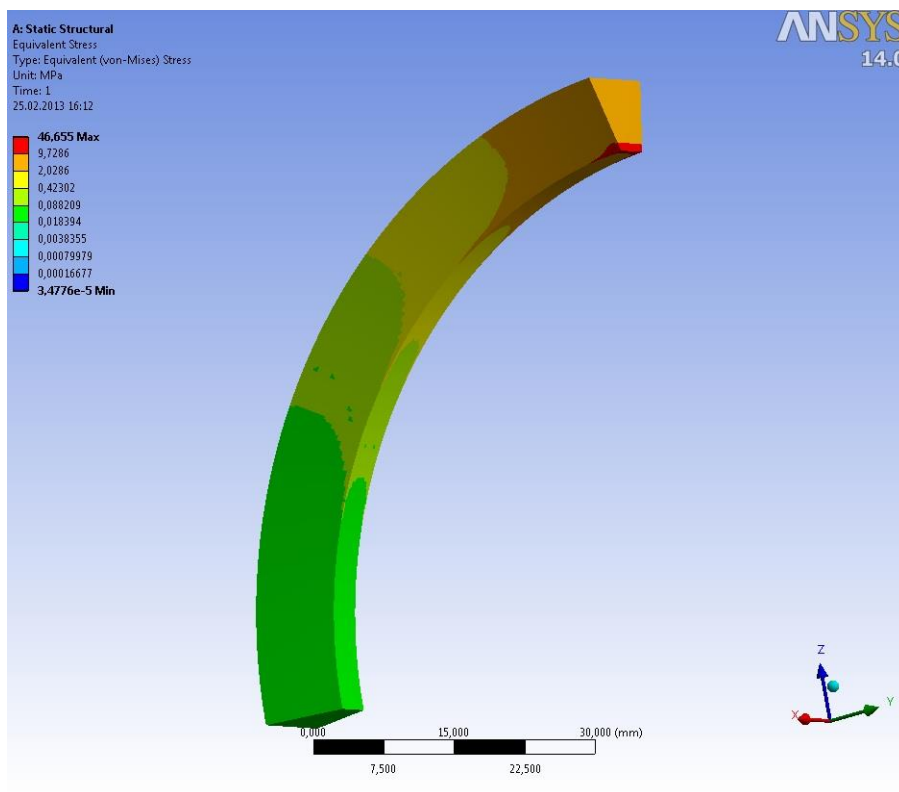


Fig. II.2.8. Distribuția tensiunii echivalente Von Mises pentru cureaua de tip *SPZ*

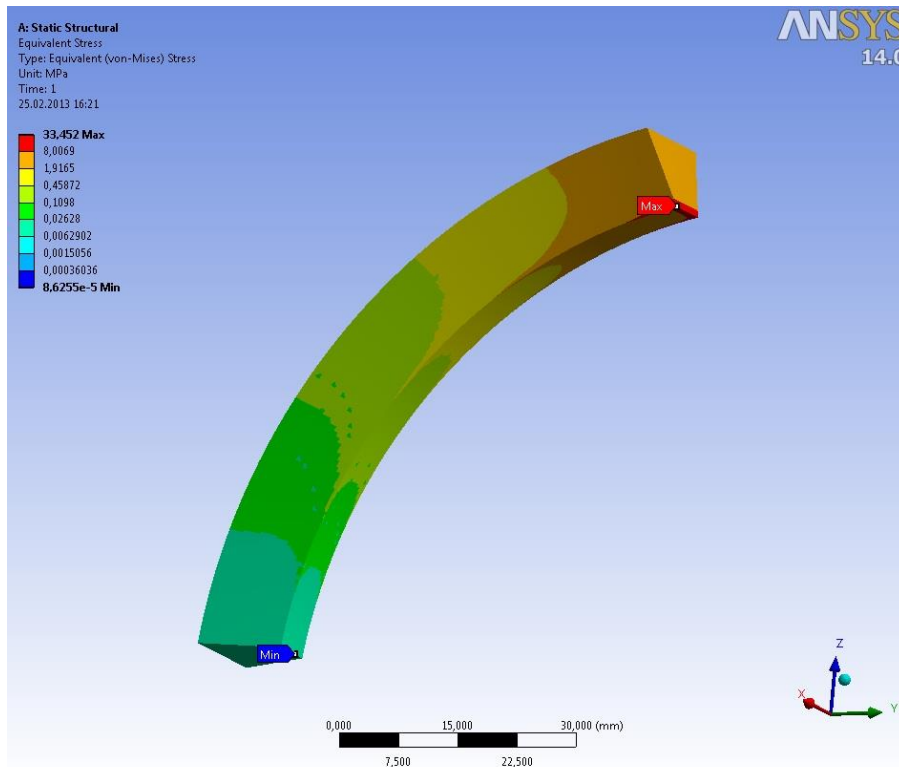


Fig. II.2.9. Distribuția tensiunii echivalente Von Mises pentru cureaua de tip SPA

Considerând parametrii de intrare prezentați la început - puterea $P=5$ kW și turația la intrare $n_1=500$ rpm - se determină valorile forței $F_1=262.62$ N pentru cureaua de tip SPZ și $F_1=375.17$ N pentru cureaua de tip SPA.

Distribuția tensiunii echivalente Von Mises este prezentată în figura II.2.8 pentru cureaua de tip SPZ și în figura II.2.9 pentru cureaua de tip SPA.

O observație interesantă îl constituie faptul că în cazul curelei de tip SPA, deși valoarea forței de tracțiune este mai mare $F_1=375.17$ N se obține o valoare mai mică pentru maximul tensiunii echivalente 33.45 MPa spre deosebire de cureaua de tip SPZ care este mai puțin încărcată de forța de tracțiune $F_1=262.62$ N dar valoarea maximă a tensiunii echivalente este mai mare 46.65 MPa, din acest considerent, fiind preferată în exploatare cureaua de tip SPA.

În concluzie, se poate spune că tipul curelei influențează distanța dintre axe (și indirect lungimea preliminară a curelei) și numărul de curele; ca obiectiv principal, procesul de proiectare presupune obținerea unui număr redus de curele și a unor lungimi preliminare de curea reduse în vederea diminuării dimensiunilor de gabarit ale transmisiei. Ținând seama de rezultatele prezentate în figura II.2.10, alegerea pentru exploatare a curelei de tip SPA conduce la obținerea unui număr redus de curele și a unei distanței dintre axe mai mici decât în cazul curelei de tip SPZ - v. fig. II.2.4. Din punct de vedere al încărcării cu forța de tracțiune, cureaua de tip SPA poate fi încărcată cu forțe mai mari decât cureaua de tip SPZ, obținându-se tensiuni echivalente mai mici.

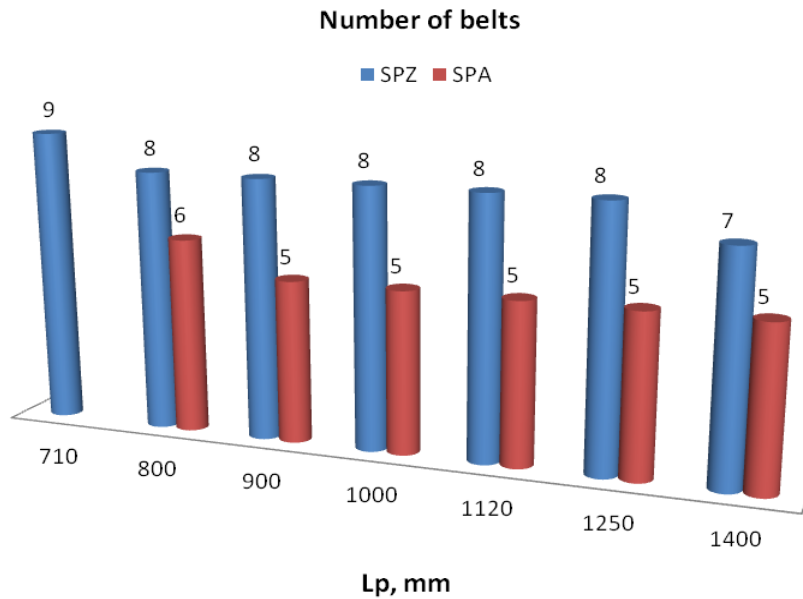


Fig. II.2.10. Numărul de curele

II.3. Analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin lanț

În cadrul cercetărilor întreprinse asupra transmisiilor mecanice, o a doua categorie de transmisii o constituie transmisiile prin lanț. Acestea au un domeniu larg de utilizare fiind implementate în transmisiile de puteri mari în condiții grele de lucru - praf, umiditate, temperaturi ridicate - un exemplu în acest sens fiind lanțul de distribuție utilizat la automobile - fig. II.3.1 [21].

II.3.1. Analiza constructivă

Principalul dezavantaj al transmisiilor prin lanț îl reprezintă neuniformitatea transmiterii mișcării datorată conturului poligonal de înfășurare a lanțului pe roată, ceea ce induce în transmisie sarcini dinamice suplimentare, vibrații și zgomot [21, 31, 42]. Ținând seama de acest considerent există două direcții de proiectare a transmisiilor prin lanț: o direcție are ca obiectiv minimizarea pasului lanțului în vederea reducerii sarcinilor dinamice suplimentare și o a doua direcție care își propune minimizarea distanței dintre axe în vederea obținerii unor dimensiuni de gabarit reduse. Studiul prezentat în continuare are la bază cercetările realizate de către autor în [51, 52] și se referă la o transmisie de distribuție prin lanț utilizată la un automobil de 265 CP / 195 kW; raportul de transmitere este $i=2$, turația la roata conducătoare este $n_1=1500$ rot/min; lanțul trebuie să fie capabil să învingă masele inerțiale și frecarea care reprezintă aproximativ 7% din puterea motorului [21], adică în acest caz, $P=13.65$ kW. Ținând seama de valoarea raportului de transmitere se adoptă numărul de dinți pentru roata conducătoare $z_1=27$.

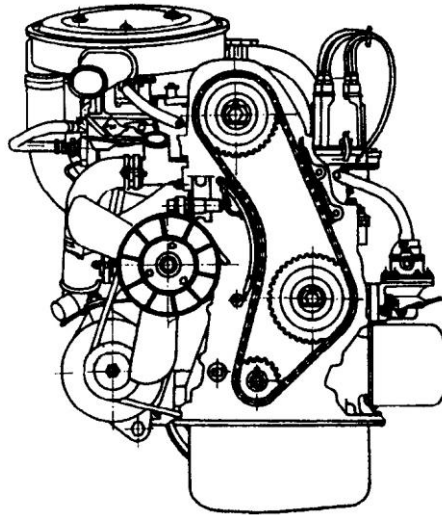


Fig. II.3.1. *Transmisie de distribuție cu lanț [21]*

Momentul de torsiune la roata conducătoare se determină cu relația (II.2.18) și are valoarea $M_{t1}=86905$ Nmm; numărul de dinți pentru roata condusă este $z_2 = z_1 \cdot i = 54$.

Pasul maxim al lanțului are valoarea $p_{max}=14.75$ mm fiind determinată cu relația [21, 42, 112]

$$p_{max} = \frac{5800}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}} \quad (II.3.1)$$

Figura II.3.2 prezintă variația pasului maxim cu numărul de dinți al roții conducătoare z_1 , parametru care se alege în funcție de raportul de transmitere i ; pentru a rezulta sarcini dinamice mici este necesar să se aleagă valori reduse ale pasului ceea ce corespunde unui număr mare de dinți z_1 , valoare aleasă din standarde.

Ținând seama de graficul din figura II.3.2 valorile pasului alese din STAS 5174 sunt: $p=8$ mm, $p=9,525$ mm, $p=12,7$ mm și $p=15,875$ mm; corespunzător cu aceste valori, ariile de strivire dintre bolt și bușă sunt: $A_s=11.01$ mm², $A_s=27.97$ mm², $A_s=50.28$ mm² și $A_s=67.45$ mm².

Capacitatea portantă a transmisiei prin lanț se cuantifică prin forța [21, 42, 112]

$$F_{ua} = A_s \frac{p_a}{K_e} \quad (II.3.2)$$

unde $p_a=19$ MPa [31, 42] este presiunea admisibilă la strivire a peliculei de lubrifiant, stabilită experimental, pentru condiții medii de exploatare și aleasă în funcție de pas și de turația roții mici iar $K_e=1.625$ [31, 42] este coeficientul global de exploatare care ține seama de felul sarcinii, de distanța dintre axe, de înclinarea liniei centrelor față de orizontală, de sistemul de

reglare a distanței dintre axe, de felul ungerii și de numărul schimburilor de lucru.

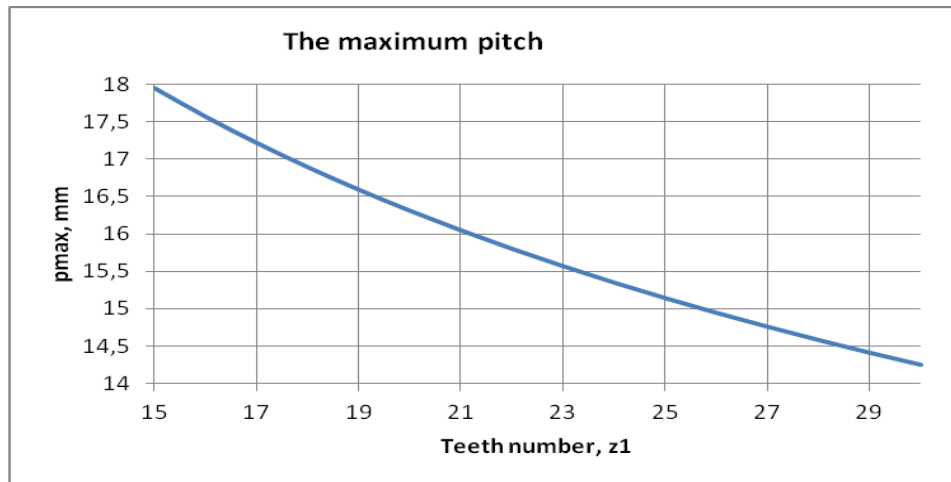


Fig. II.3.2. Variația pasului maxim cu numărul de dinți z_1

Viteza medie a lanțului se determină cu relația [31, 42]

$$v_m = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} \quad (\text{II.3.3})$$

Puterea utilă admisibilă transmisă de lanț este [31, 42]

$$P_{ua} = \frac{F_{ua} v_m}{1000} \quad (\text{II.3.4})$$

iar graficul de variație al acesteia cu numărul de dinți al roții mici este prezentat în figura II.3.3.

Numărul de rânduri ale lanțului este

$$z_r = \frac{P}{P_{ua}} \quad (\text{II.3.5})$$

iar graficul de variație al acestuia cu numărul de dinți al roții mici este prezentat în figura II.3.4.

Din considerente constructive se pot adopta maxim 3 rânduri de lanț ceea ce, conform figurii II.3.4 corespunde numai situației în care pasul lanțului are valoarea $p=15.875$ mm. Dacă numărul de dinți al roții mici are valoarea $z_1=30$, atunci se pot alege două rânduri de lanț; dacă $z_1=20 \dots 29$, atunci se pot alege trei rânduri de lanț. În cazul de față, pentru $i=2$, este indicat numărul de dinți $z_1=27$ [21, 42, 112].

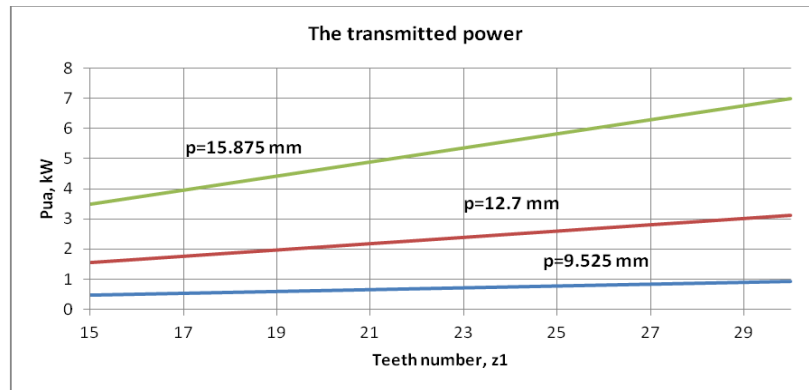


Fig. II.3.3. Variația puterii utile admisibile cu numărul de dinți z_1

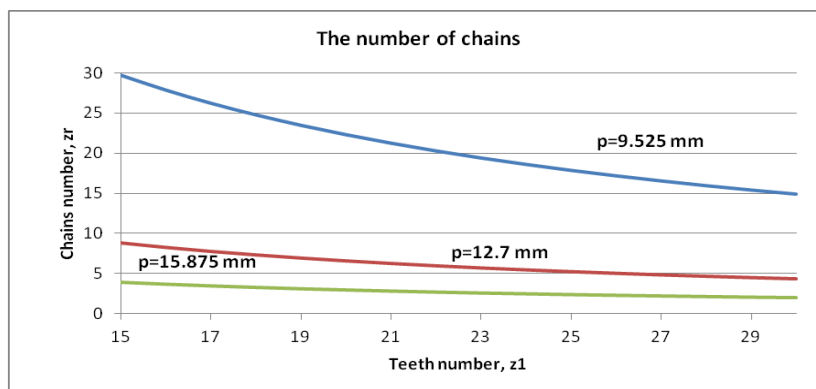


Fig. II.3.4. Variația numărului de rânduri ale lanțului cu numărul de dinți z_1

Distanța dintre axe preliminară se determină cu [31, 42]

$$A_{prel} = (30 \dots 50) p, \quad (\text{II.3.6})$$

iar numărul necesar de zale este [31, 42]

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A_{prel}}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{A_{prel}}. \quad (\text{II.3.7})$$

Pentru a obține dimensiuni de gabarit reduse, se adoptă $A=30p$ și, deci, numărul necesar de zale devine

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + 60 + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{30}. \quad (\text{II.3.8})$$

Variația numărului necesar de zale W cu numărul de dinți ai roții mici z_1 este prezentată în figura II.3.5.

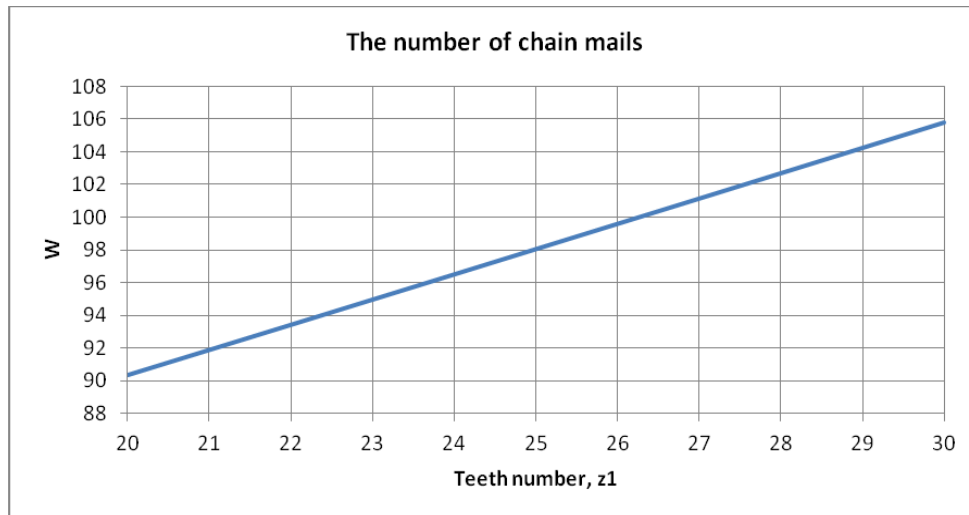


Fig. II.3.5. Variația numărului necesar de zale cu numărul de dinți z_1

Distanța dintre axe recalculată are expresia [31, 42]

$$A_r = \frac{p}{4} \left[W - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (\text{II.3.9})$$

Din considerente de montaj (este necesară asigurarea unei săgeți de montaj) valoarea distanței dintre axe recalculată se reduce cu $(0.002 \dots 0.004)A_r$ rezultând valoarea finală $A_r = 475$ mm.

Literatura de specialitate indică valori singulare ale numărului de dinți al roții mici, alese în funcție de raportul de transmitere; un număr mare de dinți conduce însă la valori mici ale pasului lanțului ceea ce conduce la un număr redus de rânduri de lanțuri, rezultând dimensiuni de gabarit reduse.

Din punct de vedere constructiv, în cazul lanțurilor cu role (fig. II.3.6) eclisele exterioare 1 sunt presate pe bolțurile 3, iar eclisele interioare 2 sunt presate pe bușele 4. Bucșele 4 sunt montate liber pe bolțurile 3, iar rolele 5 sunt montate liber pe bușele 4.

Greutatea proprie a ramurii antrenate a lanțului produce o forță de întindere suplimentară $F_q = 4.42$ N care se determină utilizând relația [31]

$$F_q = K_p q \frac{A_r}{1000}, \quad (\text{II.3.10})$$

în care $K_p = 1$ [132] pentru transmisii verticale - așa cum este și cazul transmisiei prin lanț utilizată ca transmisie de distribuție la autovehicule - iar q reprezintă greutatea metrului linear de lanț stabilită cu [31, 42]

$$q = mg, \quad (\text{II.3.11})$$

cu accelerația gravitațională $g=9.81$ m/s iar $m=0.95$ kg/m [136] masa metrului liniar de lanț.

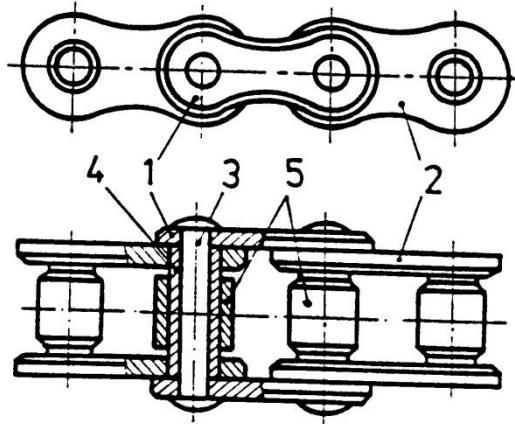


Fig. II.3.6. Lanțul cu role [31, 42]

Forța centrifugă F_c acționează pe întregul contur al lanțului și provoacă uzura suplimentară a articulațiilor și se ia în considerare numai pentru viteze medii v_m de peste 5 m/s [31, 42]

$$v_m = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} \quad (\text{II.3.12})$$

obținându-se valoarea $v_m=10.71$ m/s.

Forța centrifugă are valoarea 108.96 N și se determină cu [31, 42]

$$F_c = \frac{qv_m^2}{g} \quad (\text{II.3.13})$$

Forța din ramura antrenată se determină cu relația [31, 42]

$$F_1 = F_q + F_c \quad (\text{II.3.14})$$

Diametrul cercului de divizare al roții de lanț este

$$D_{d1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} \quad (\text{II.3.15})$$

obținându-se $D_{d1}=136.74$ mm și fiind posibil astfel calculul forței utile de transmis

$$F_u = \frac{2M_{t1}}{D_{d1}} \quad (\text{II.3.16})$$

rezultând $F_u=1271.05$ N.

În final forța care acționează în ramura motoare a lanțului se determină cu [31, 42]

$$F_2 = F_u + F_1. \quad (\text{II.3.17})$$

Forțele F_1 și F_2 care încarcă ramurile lanțului contribuie la uzura articulațiilor lanțului datorită frecării dintre elementele componente ale acestora și de asemenea, influențează uzura suprafețelor active ale ecliselor care intră în contact cu patina de tensionare a lanțului, acest ultim fenomen, studiat din prisma frecării, fiind prezentat în continuare, ca parte a celei de a doua direcții de cercetare a tezei de abilitare.

II.3.2. Determinarea presiunilor locale de contact

Transmisiile de distribuție prin lanț sunt utilizate în cazul sarcinilor mari, dinamice fiind preferate în cazul condițiilor grele de exploatare. Astfel, acestea sunt implemenetate în cazul transmisiilor mașinilor agricole, a vehiculelor de transport persoane sau mărfuri, precum și în cazul transmisiilor de distribuție de la unele automobile.

Pentru limitarea uzurii, în transmisiile prin lanț se utilizează sisteme de întindere; în cazul vitezelor mari și a puterilor mici sistemele de întindere sunt materializate de către patinele sau sabotii de întindere [31] - fig. II.3.7, situație în care este necesară o ungere abundentă a transmisiei.

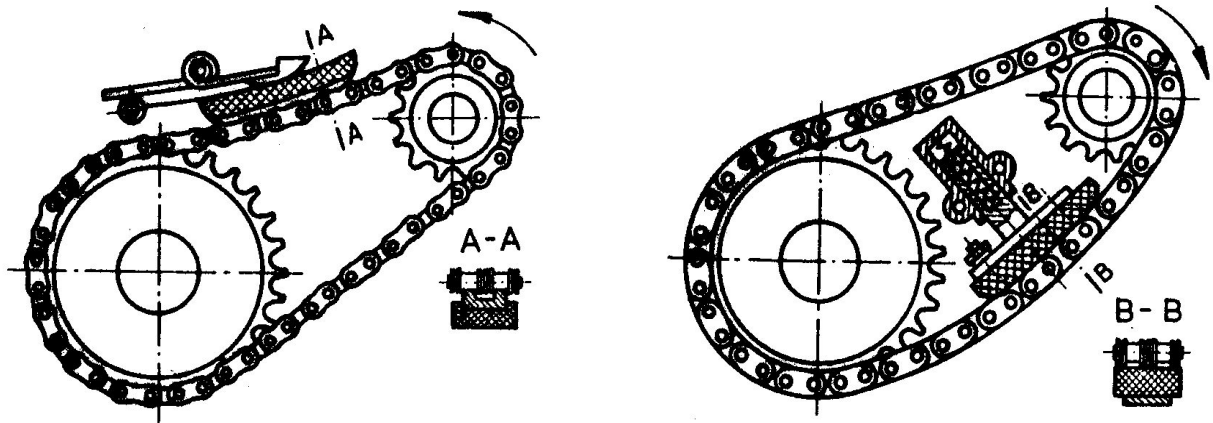


Fig. II.3.7. Sisteme de întindere a lanțului - cu patină și cu sabot [31]

Un alt argument care stă la baza utilizării patinelor de întindere îl constituie limitarea oscilațiilor verticale ale lanțului, oscilații care influențează comportarea dinamică a transmisiei prin lanț, prin apariția unor șocuri și vibrații suplimentare care pot duce la funcționarea defectuoasă, respectiv la scurtarea perioadei de funcționare, a celorlalte componente ale transmisiilor mecanice de la autovehicule.

În timp, datorită apariției uzurii, între elementele componente ale lanțului apar jocuri, motiv pentru care este necesară aplicarea unor forțe de tensionare mari; astfel conform [71] creșterea

jocurilor este de 1.21 ori după 200 ore de funcționare și datorită acestui considerent care duce la mărirea uzurii, lungimea lanțului poate crește cu până la 3% [71]. De asemenea, datorită fenomenului de frecare, în zonele de contact dintre patină și lanț are loc o creștere a temperaturii, motiv pentru care lubrifiantul își pierde o parte din proprietățile de vâscozitate (la peste 70°C [5]) influențând în mod negativ frecarea și implicit uzura.

În subsistemul patină de întindere - lanț, ținând seama de duritățile materialelor, patina (realizată din materiale de tip poliamidă) este componenta slabă, perioada acesteia de funcționare fiind limitată de uzură. În ultima perioadă, părțile active ale patinei de întindere sunt executate din poliamide care sunt relativ ieftine și sunt caracterizate prin durabilitate ridicată - PA66 și PA46 [18].

Fenomenul de ungere-frecare în contactele dintre patina de întindere și eclisele lanțului este influențat de către presiunile de contact din aceste zone; în cazul presiunilor de contact de valori mari apare fenomenul de expulzare a peliculei de lubrifiant ceea ce conduce la frecări mari.

În vederea studierii fenomenului de ungere-frecare din zonele de contact dintre patina de întindere și eclisele lanțului, în continuare se prezintă modelarea și analiza presiunilor de contact, atât din punct de vedere analitic cât și utilizând metoda elementelor finite, acestea bazându-se pe cercetările realizate de către autor în [53]. Modelul analitic al contactului segment de patină/eclisă de lanț se prezintă în figura II.3.8; F reprezintă forța de tensionare, R_1 este raza patinei iar R_2 reprezintă raza eclisei.

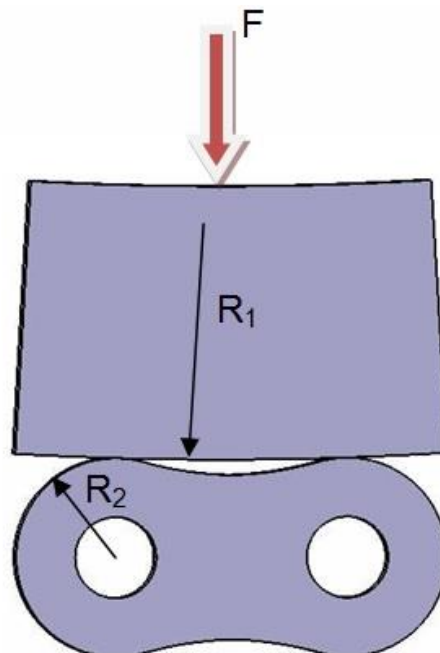


Fig. II.3.8. Modelul analitic al contactului segment de patină/eclisă

În cazul transmisiilor de distribuție prin lanț utilizate la automobile, forța care acționează asupra unei eclise este în

intervalul $F \in [5, 13]$ N, raza patinei $R_1 \in [120, 250]$ mm iar raza eclisei $R_2 \in [7, 18]$ mm [31], calculele analitice fiind efectuate în continuare pentru aceste valori.

Ținând seama de modelul analitic al contactului precum și de teoria contactului [10, 84, 100], zona de contact are o formă rectangulară cu lungimea egală cu grosimea eclisei și cu lățimea de contact $2b$. Conform figurii II.3.8, curbura redusă este

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}. \quad (\text{II.3.18})$$

Variația curburii reduse, considerând raza patinei $R_1 \in [120, 250]$ mm și raza eclisei $R_2 \in [7, 18]$ mm [31], este prezentată în figura II.3.9.

Jumătatea lățimii de contact este [103]

$$b = \sqrt{\frac{8\rho F}{\pi l E}}, \quad (\text{II.3.19})$$

unde l reprezintă lățimea eclisei, iar E , conform [103], este

$$\frac{2}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}, \quad (\text{II.3.20})$$

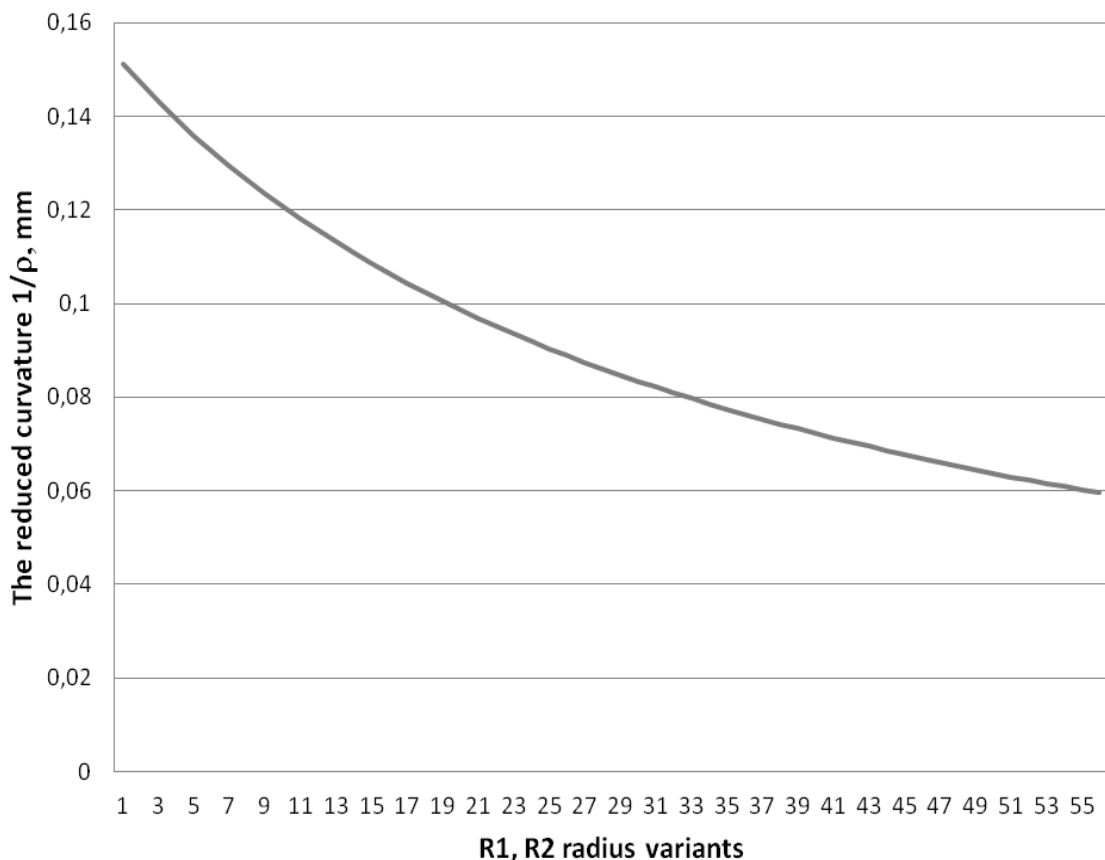


Fig. II.3.9. Variația curburii reduse, $1/\rho$

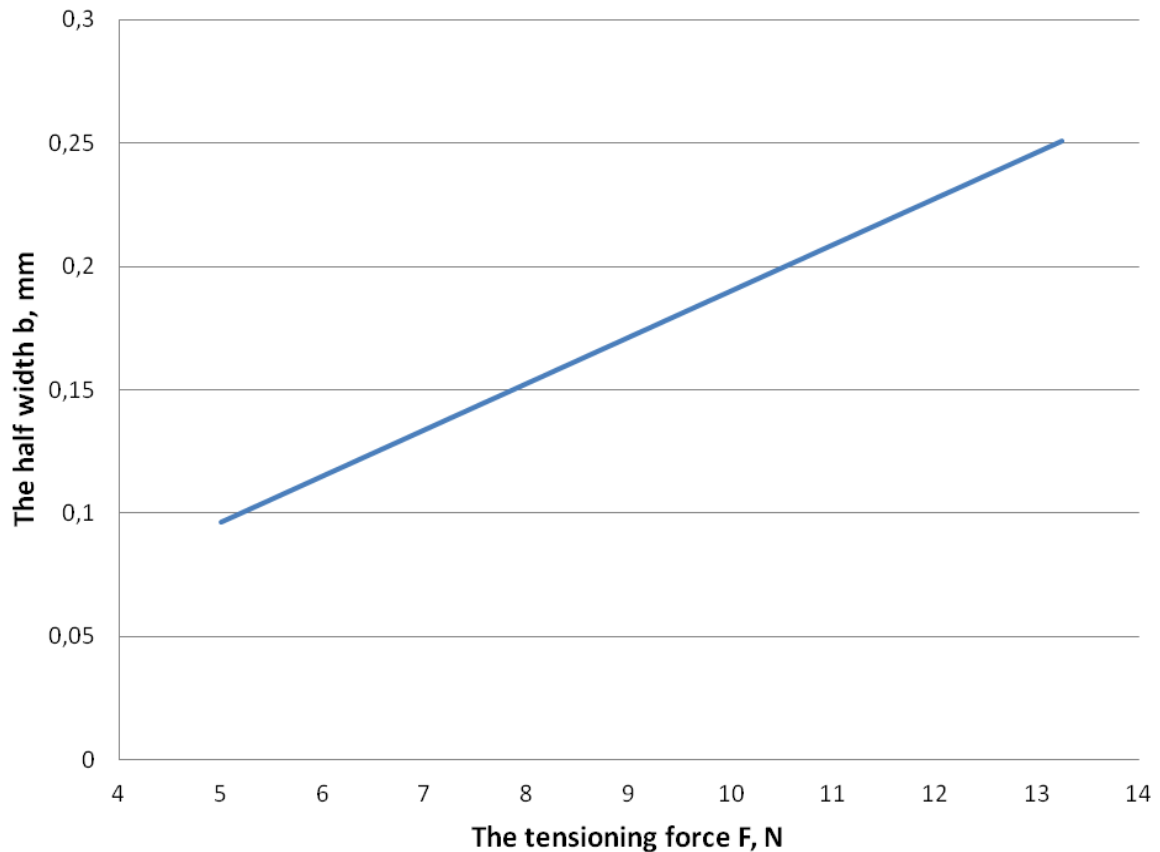


Fig. II.3.10. Variația jumătății lățimii de contact, b

în care E_1 , E_2 reprezintă modulul lui Young, iar ν_1 , ν_2 reprezintă coeficientul lui Poisson al materialelor eclisei (oțel) și, respectiv, părții active a patinei (poliamidă) (pentru oțel $E_1=2 \cdot 10^5$ MPa, $\nu_1=0.266$; for pentru poliamidă, $E_2=2.2 \cdot 10^3$ MPa, $\nu_2=0.38$ [103]). Conform acestor valori, în figura II.3.10 se prezintă variația jumătății lungimii de contact.

Conform relației de mai jos [103], se determină valoarea presiunii maxime de contact, a cărei variație este vizualizată în figura II.3.11.

$$p_0 = \frac{2F}{\pi bl} \quad (\text{II.3.21})$$

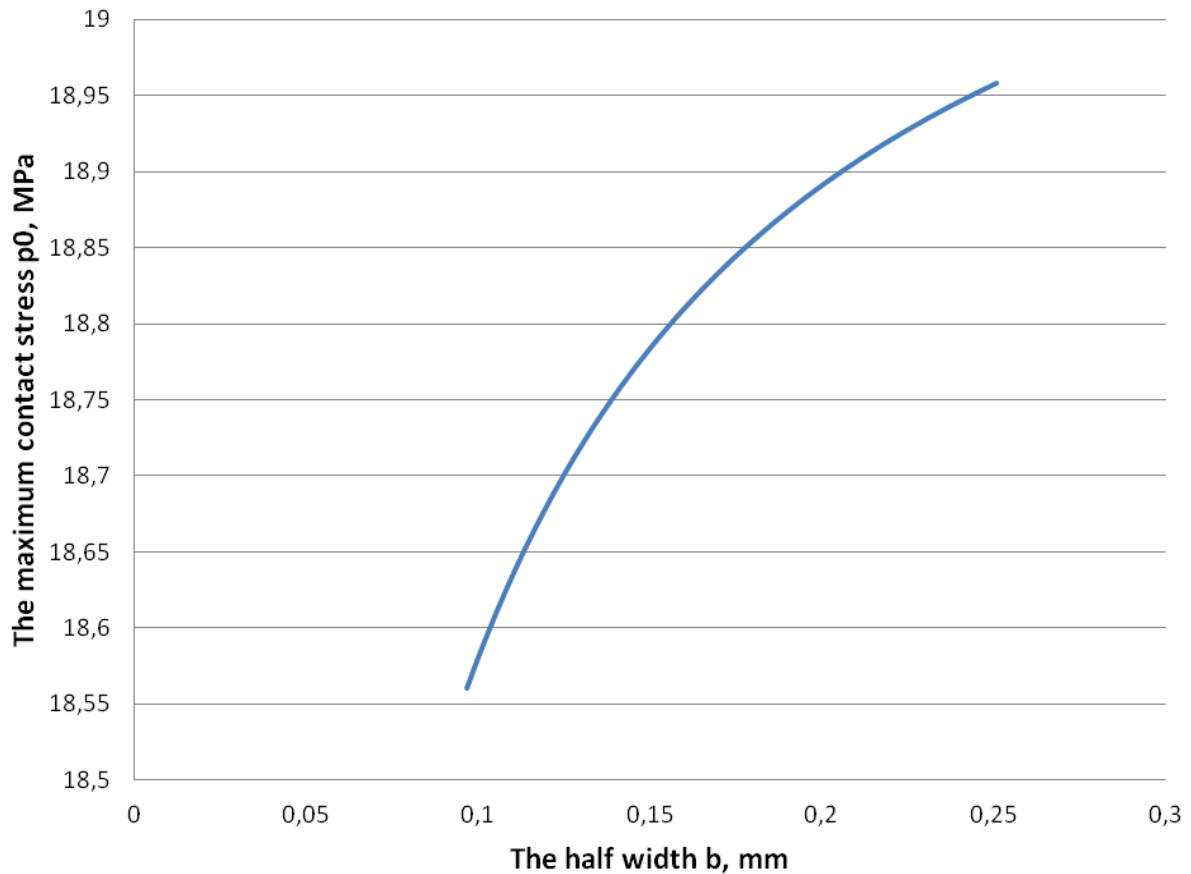


Fig. II.3.11. Variația presiunii maxime de contact, p_0

Distribuția presiunii de contact se determină cu [103]

$$p = p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{b^2}} \quad (\text{II.3.22})$$

unde x este variabilă pe lățimea de contact $x \in [-b, b]$.

Variația presiunii de contact pe lățimea zonei de contact, pentru diferite perechi de raze ale eclisei și patinei aflate în contact, raze care corespund forțelor de tensionare, este prezentată în figura II.3.12; variația celor două raze conduce la o variație nesemnificativă a presiunii de contact.

Modelarea cu elemente finite este realizată pentru cazul unei raze a patinei $R_1=240$ mm, raza eclisei $R_2=17$ mm și forța normală $F=12.5$ N; modelul cu elemente finite este realizat în soft-ul ANSYS 14.0, considerând proprietățile de material prezentate anterior pentru eclisă și patină. Constrângerile sunt reprezentate de contactul dintre eclisă și patină iar suprafețele interioare ale eclisei sunt încastrate.

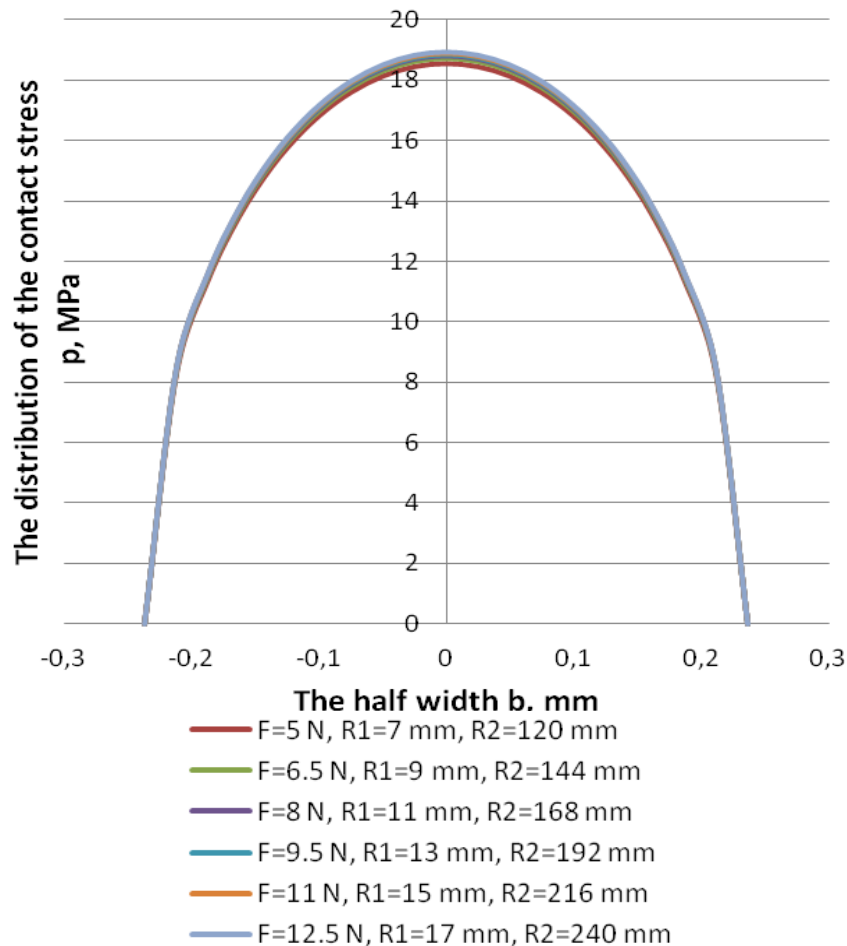


Fig. II.3.12. Variația presiunii de contact, p

După rezolvarea modelului, sunt analizate fenomenele fizice care se produc în zonele de contact dintre eclisă și patină. După cum se poate vizualiza în figura II.3.13, o tendință de alunecare se poate observa între patină și eclisă, la zonele de capăt ale ariei de contact. Analiza cu elemente finite este una statică, însă datorită deformațiilor celor două piese și datorită poziției rezultantei forței care acționează asupra patinei, patina tinde să alunece pe eclisă. Distanța de alunecare datorată tendinței de alunecare este prezentată în figura II.3.14.

Valorile maxime ale distanței de alunecare se găsesc în zonele de capăt ale ariilor de contact, însă totuși, sunt mici - 0.00014957 mm - deci, practic, alunecarea e aproape zero; acest rezultat este posibil datorită frecării dintre eclisa realizată din oțel și patină a cărei suprafață activă este executată din poliamidă. Fenomenul de frecare produce o tensiune egală cu 5.05 MPa; această valoare maximă este situată în zonele de capăt ale ariilor de contact, acolo unde există tendința de alunecare relativă - fig. II.3.15.

Distribuția tensiunilor echivalente von Mises este prezentată în figura II.3.16; valorile maxime ale acestora se regăsesc în zonele de contact dintre patina de întindere și eclisă - 17,71 MPa - unde predomină presiunea de contact. Diferența dintre rezultatul modelului analitic prezentat anterior și rezultatul obținut în urma modelării cu metoda elementelor finite, în ceea ce privește

presiunea maximă de contact este între 18,87 MPa pentru modelarea analitică și 17,71 MPa pentru modelarea cu elemente finite, procentual însemnând 6,14% ceea ce validează rezultatele.

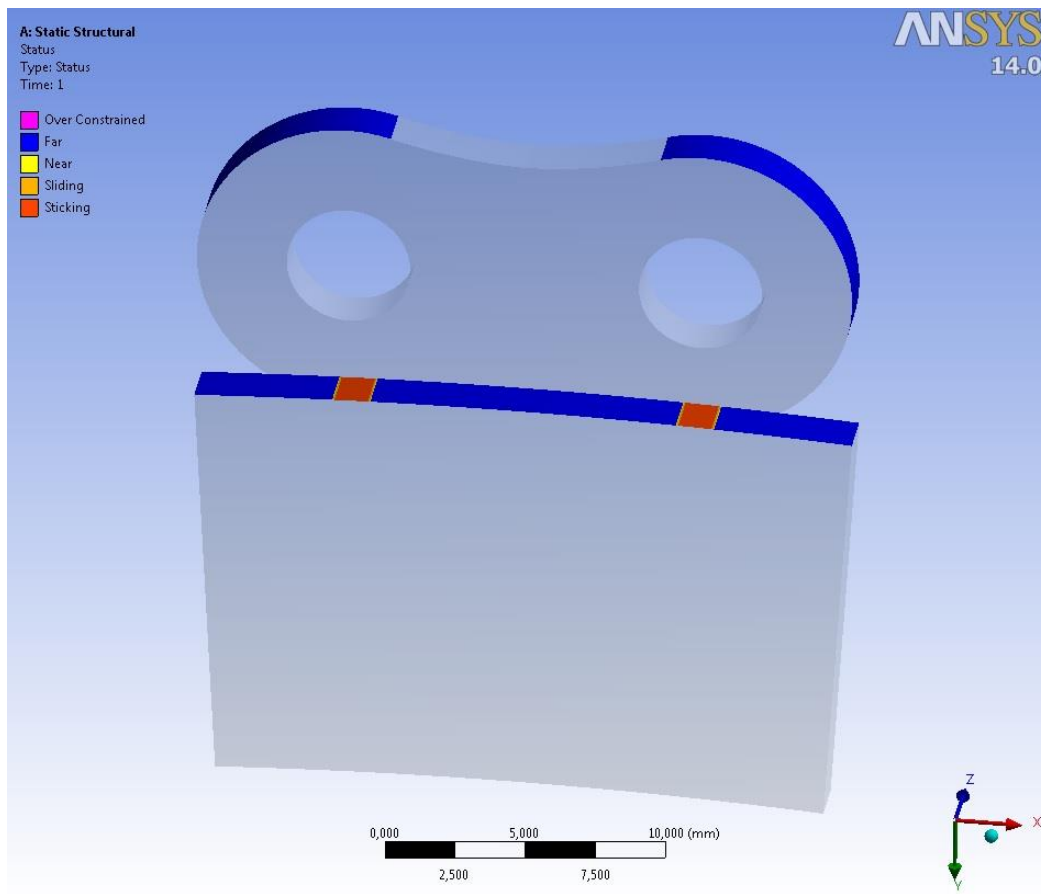


Fig. II.3.13. *Fenomenele fizice în zonele de contact*

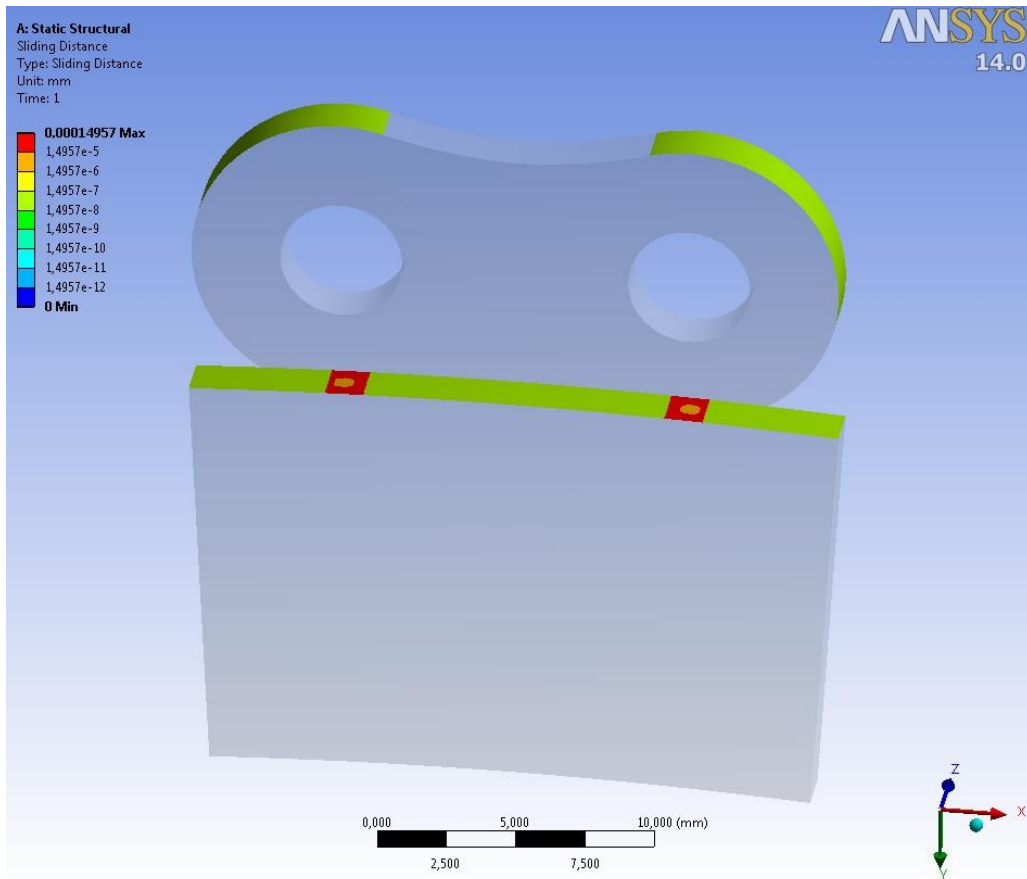


Fig. II.3.14. Distanța de alunecare

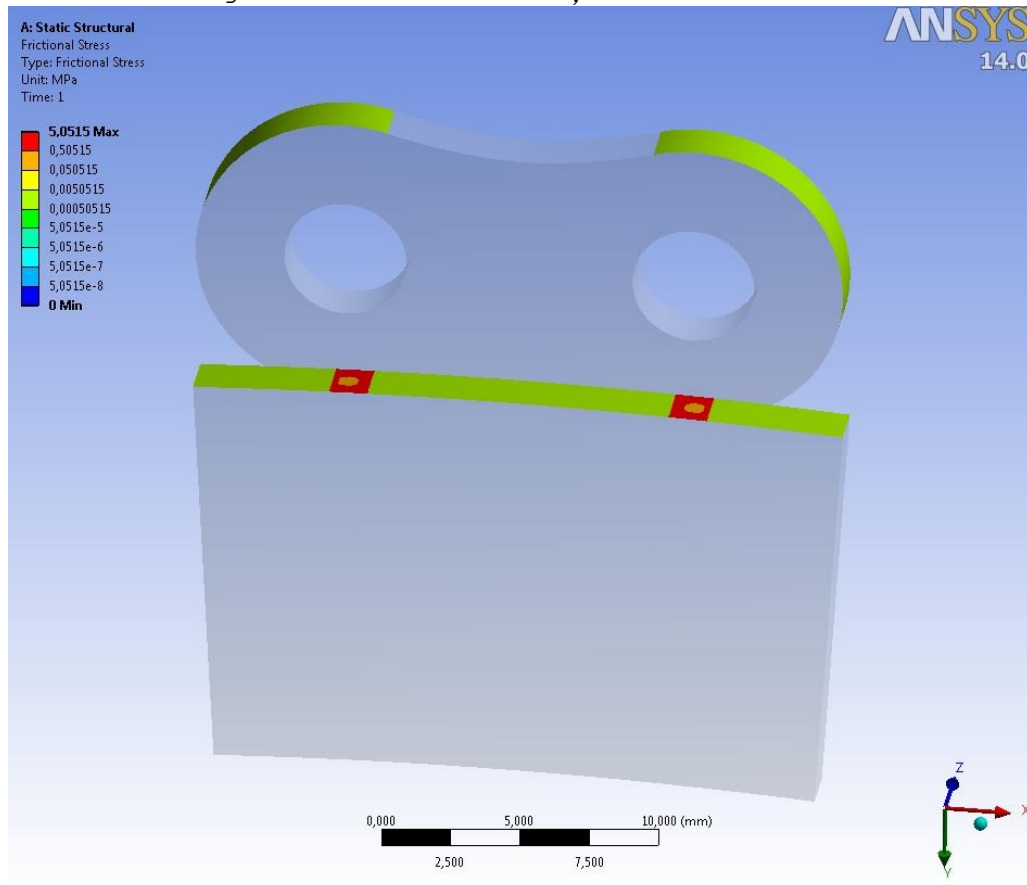


Fig. II.3.15. Tensiunea datorată frecării

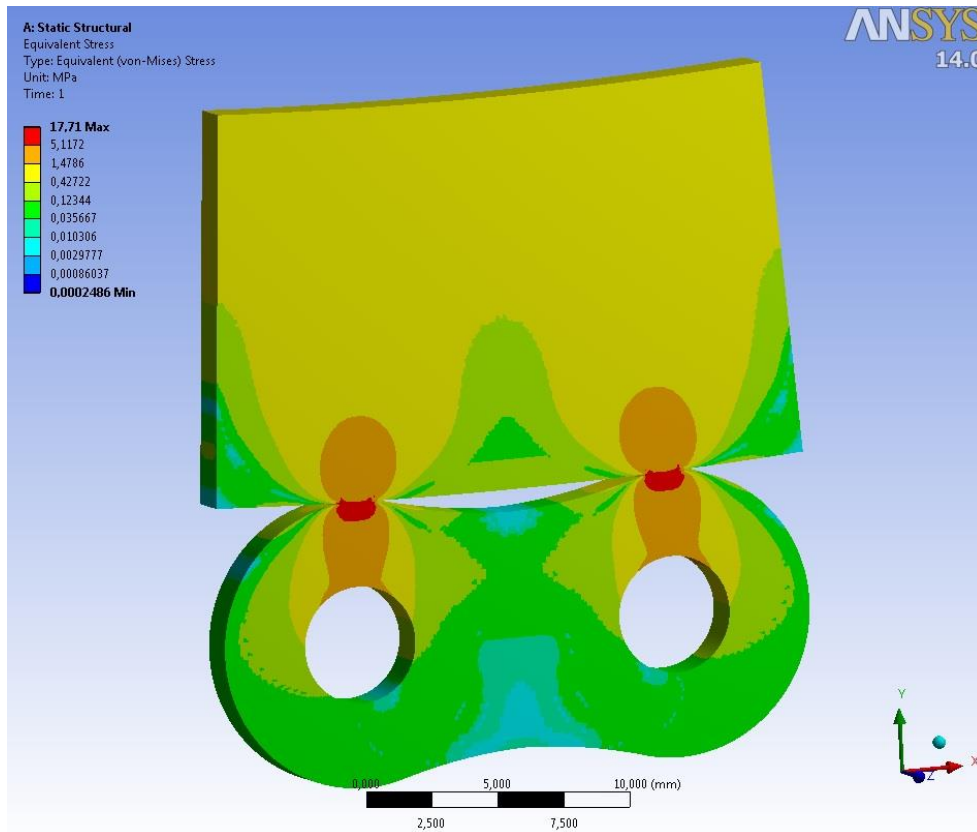


Fig. II.3.16. Distribuția tensiunilor echivalente von Mises

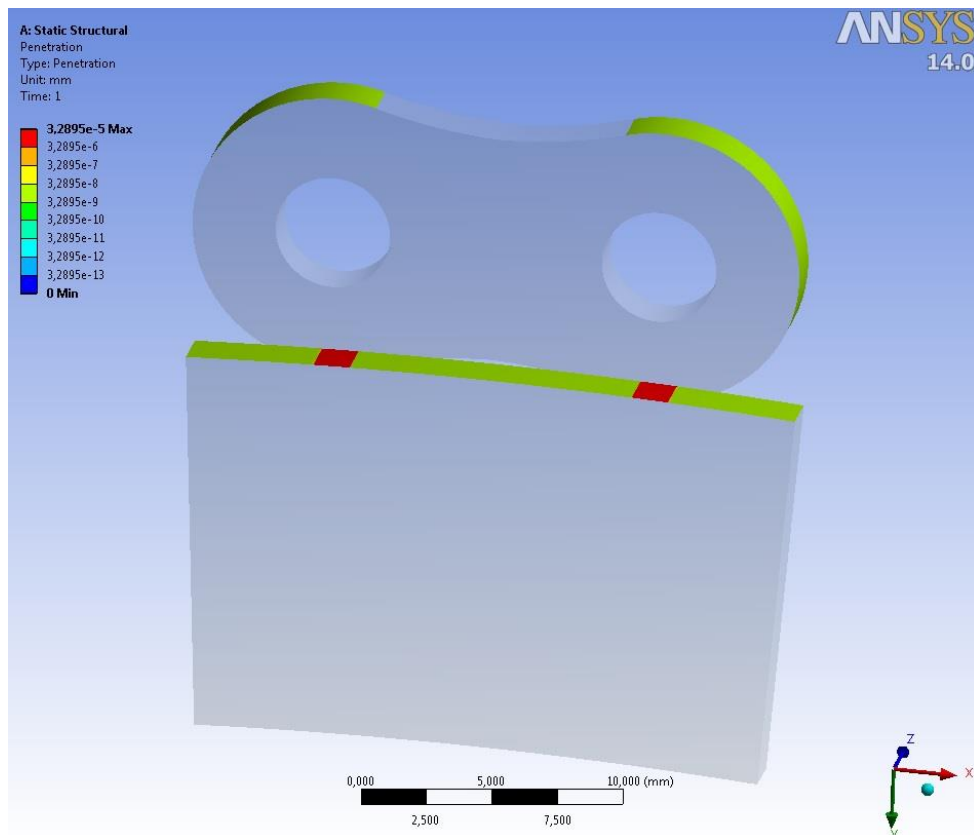


Fig. II.3.17. Adâncimea de penetrare a eclisei în patină

Presiunea de contact produce o penetrare a materialului mai dur (oțel) în materialul mai puțin dur (poliamidă) cu o valoare maximă egală cu 0,000032895 mm situată în zona unde presiunea de contact este maximă - fig. II.3.17.

Valorile maxime ale presiunii de contact pot fi comparabile cu presiunile admisibile ale peliculei de lubrifiant, în vederea identificării tipului de frecare care are loc în contactul dintre patină și eclisă.

II.3.3. Modelarea tribologică a distribuției forțelor normale pe eclise

Un aspect important în funcționarea transmisiilor prin lanț îl reprezintă determinarea distribuției forțelor normale pe eclisele aflate în contact cu patina de întindere, aceste forțe influențând presiunile locale de contact și, de asemenea, forțele de frecare care acționează la contactul fiecărei eclise cu patina. Stabilirea distribuției acestor forțe conduce practic la stabilirea distribuției forțelor de frecare și, implicit, a uzurii, ca fenomen care influențează durata de funcționare a transmisiei. Astfel, având la bază cercetările realizate de către autor în [61], în continuare se prezintă modelarea tribologică a distribuției forțelor normale pe eclise.

Pentru determinarea distribuției forțelor normale pe eclise, se utilizează modelarea cu metoda elementelor finite, modelul geometric al subansamblului lanț dințat - patină realizându-se în prealabil în soft-ul Catia (fig. II.3.18); astfel, eclisele interioare 1 sunt montate pe bolțurile 3 între eclisele de ghidare 2. Eclisele 4 reprezintă eclisele exterioare iar asupra întregului ansamblu acționează patina de întindere 5, iar forța normală $F_n=58$ N acționează asupra elementului de apăsare 6.

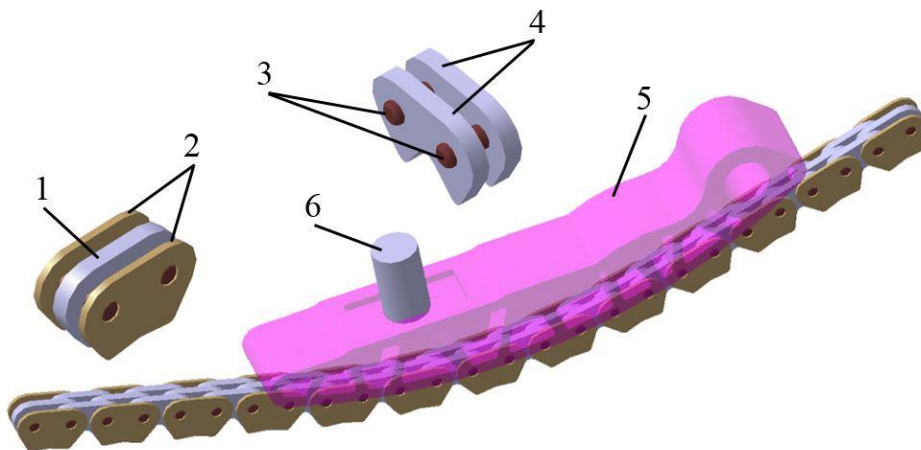


Fig. II.3.18. Subansamblul lanț - patină

Pentru analiză se utilizează două patine cu raze diferite însă cu aceeași săgeată a lanțului:

- o patină cu raza egală cu 100 mm și pentru care numărul mediu de zale în contact este $n_z=6.5$;

- o patină cu raza egală cu 150 mm și pentru care numărul mediu de zale în contact este $n_z=7.5$.

Cele două modele cu elemente finite sunt prezentate în figura II.3.19 și, respectiv, figura II.3.20.

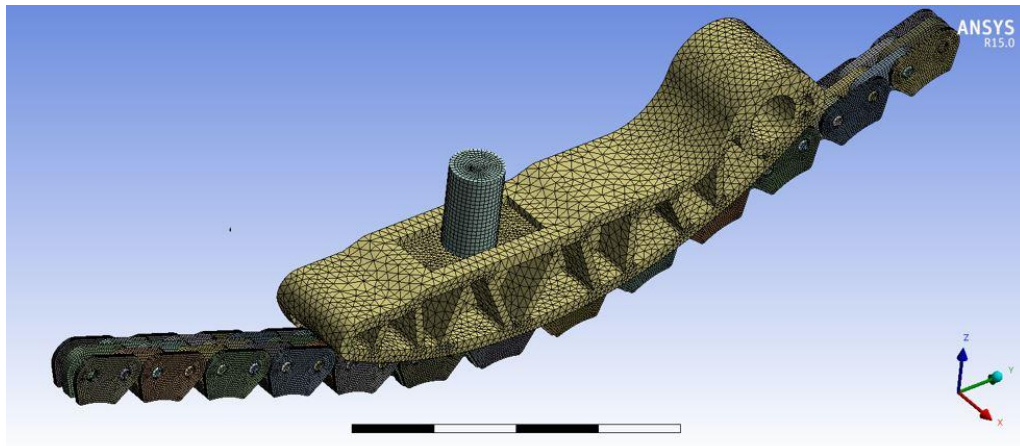


Fig. II.3.19. Modelul cu elemente finite pentru patina A cu $R=100$ mm

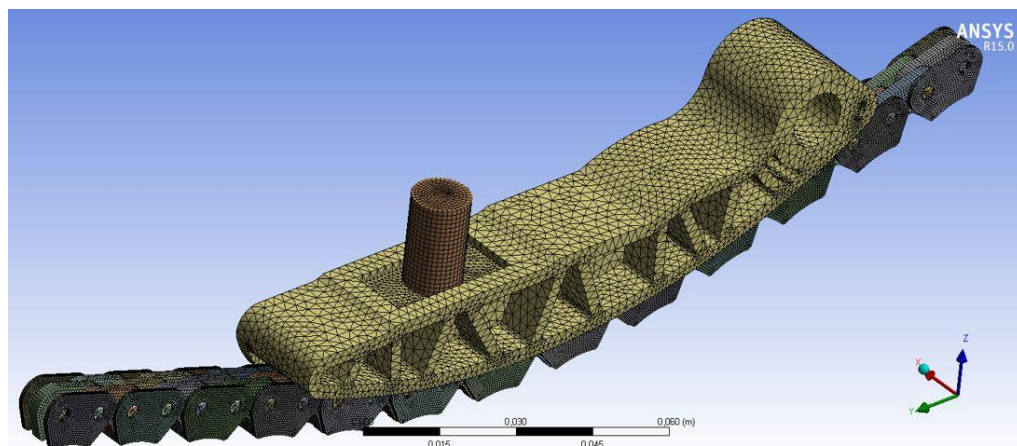


Fig. II.3.20. Modelul cu elemente finite pentru patina B cu $R=150$ mm

Eclisele sunt executate din oțel cu următoarele proprietăți de material [76]:

- 1) Modulul lui Young $E=200000$ MPa;
- 2) Limita de curgere $\sigma_{02} = 250$ MPa;
- 3) Rezistența la rupere $\sigma_r = 460$ MPa;
- 4) Densitatea $\rho = 7850$ kg·m⁻³;
- 5) Coeficientul lui Poisson $\nu=0.3$.

Patina de tensionare este executată din poliamidă cu următoarele proprietăți de material [78]:

- 1) Modulul lui Young $E=2800$ MPa;
- 2) Limita de curgere $\sigma_{02}= 38$ MPa;
- 3) Rezistența la rupere $\sigma_r = 70$ MPa;

4) Densitatea $\rho = 1.29 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$;

5) Coeficientul lui *Poisson* $\nu=0.42$.

Modelul de încărcare al subansamblului cu elemente finite, precum și condițiile de frontieră, sunt prezentate în figura II.3.21. Lanțul este fixat la ambele capete, iar patina poate efectua numai o mișcare de translație după axa *Z*.

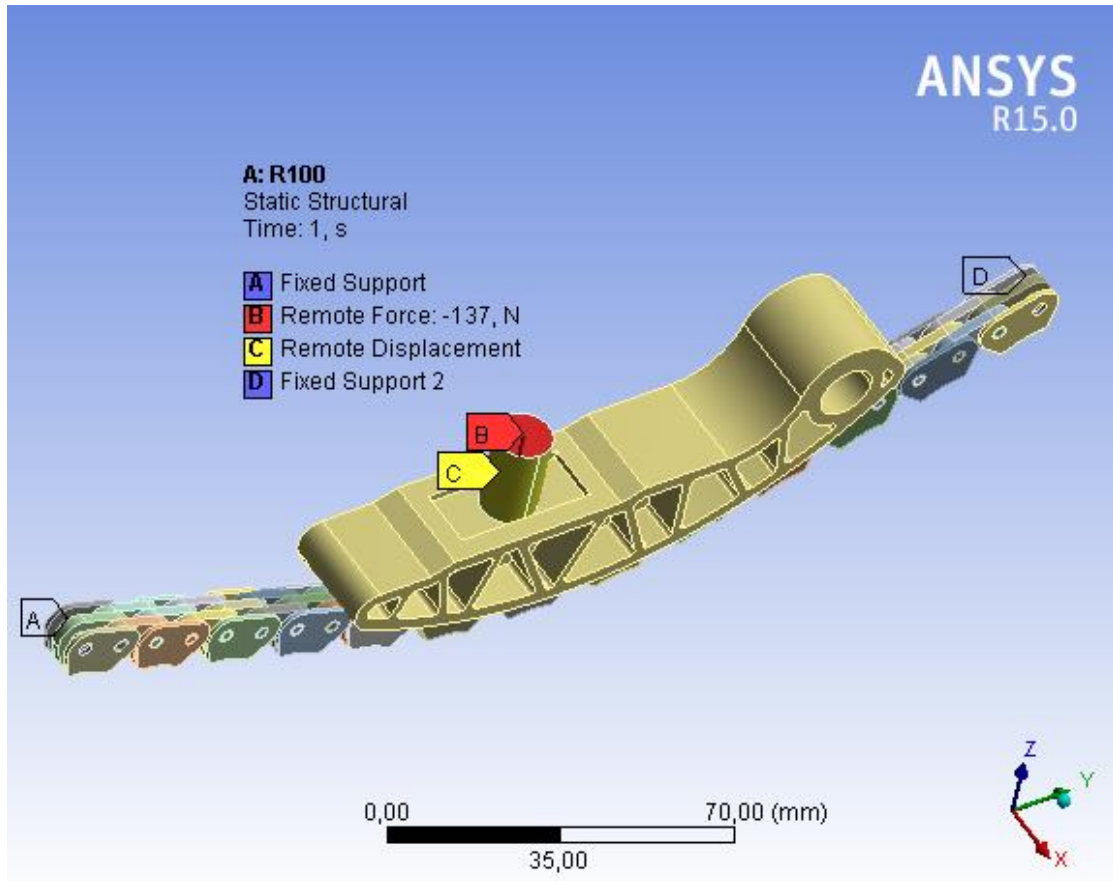
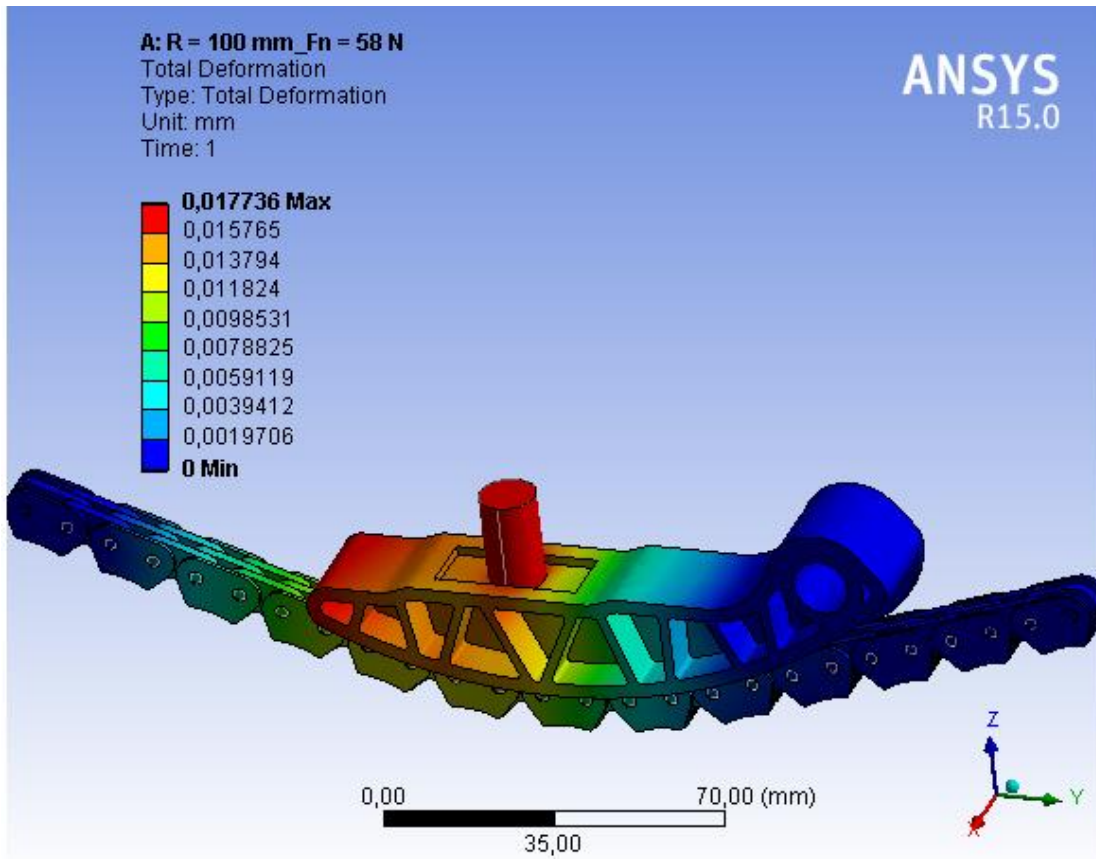
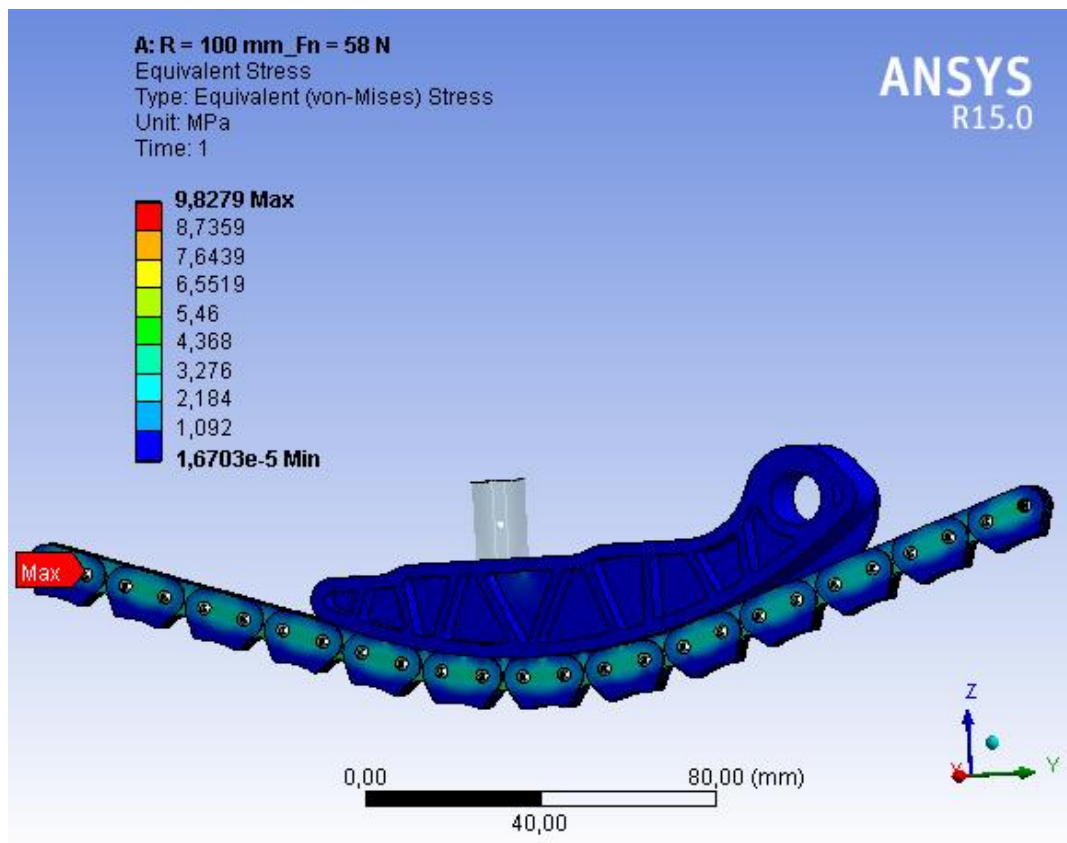


Fig. II.3.21. Modelul de încărcare

După rezolvarea modelului cu elemente finite se vizualizează, într-o primă etapă pentru varianta A cu patina de rază $R=100 \text{ mm}$, câmpurile de deplasări (fig. II.3.22) și de tensiuni echivalente *Von Mises* (fig. II.3.23). Valoarea maximă a deplasării este egală cu $0,017736 \text{ mm}$ ceea ce nu influențează funcționarea lanțului; valoarea maximă a tensiunii echivalente este egală cu $9,82 \text{ MPa}$, mult sub limita de rezistență.

Fig. II.3.22. Patina A cu $R=100$ mm - câmpul de deplasăriFig. II.3.23. Patina A cu $R=100$ mm - câmpul de tensiuni Von Mises

Distribuția presiunilor de contact dintre patina de întindere în varianta A cu raza $R=100$ mm și eclise este prezentată în figura II.3.24; valoarea maximă a presiunii de contact este egală cu 2,46 MPa și se află în zona în care acționează elementul de apăsare al patinei.

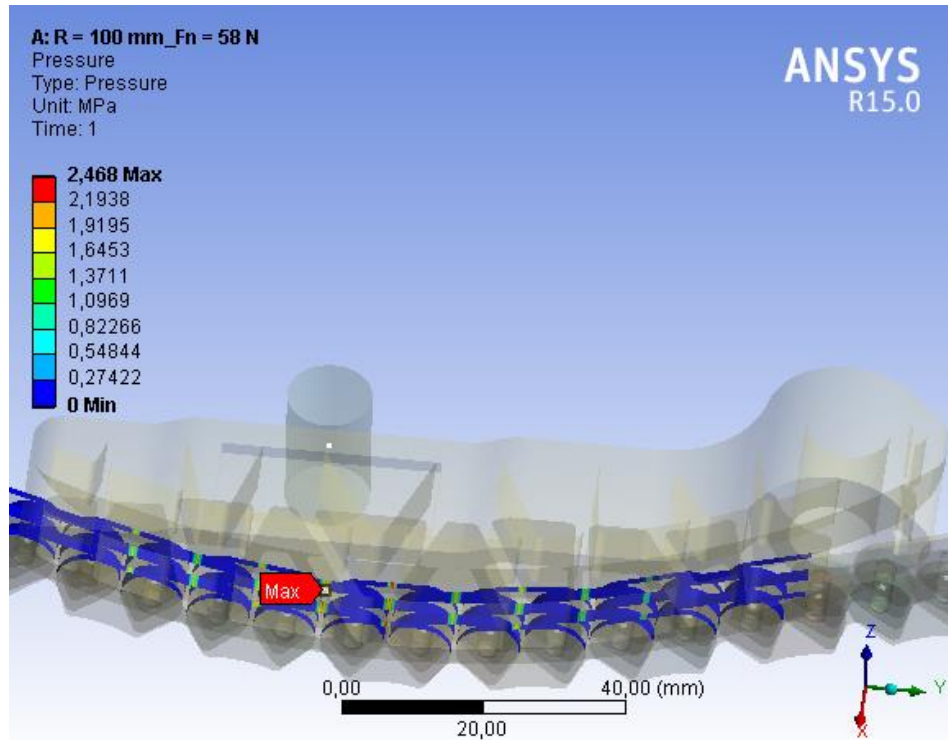


Fig. II.3.24. Patina A cu $R=100$ mm - presiunile de contact

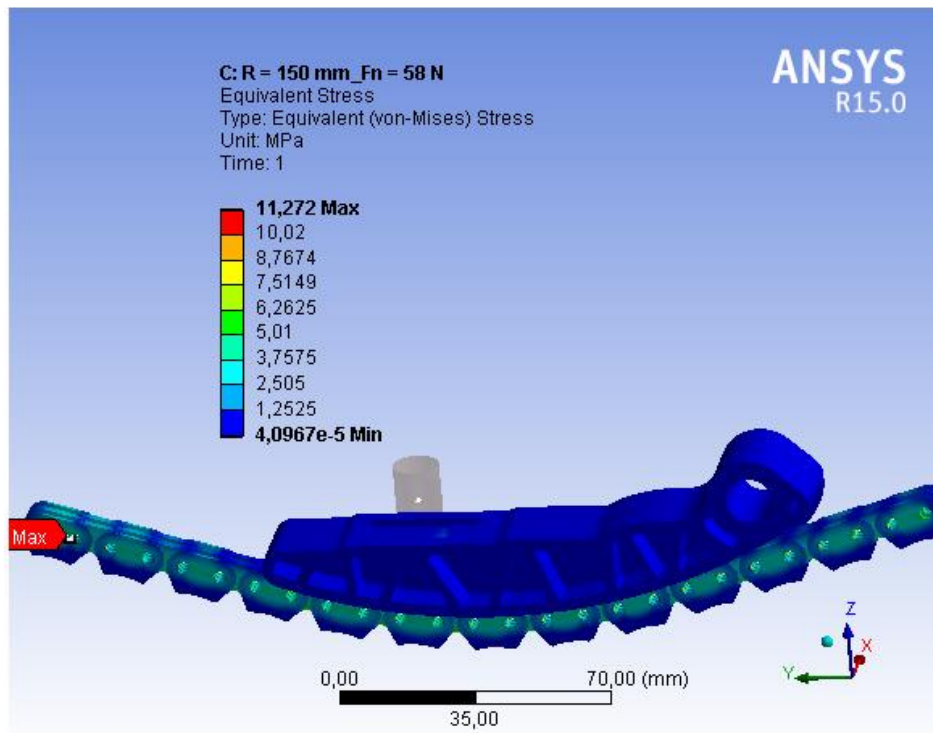


Fig. II.3.25. Patina B cu $R=150$ mm - câmpul de tensiuni Von Mises

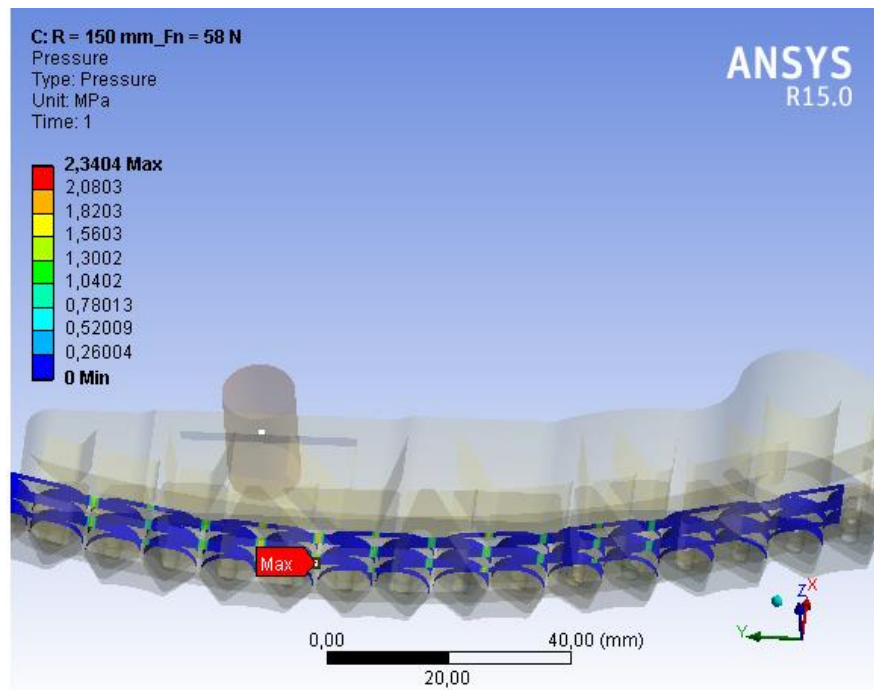


Fig. II.3.26. Patina B cu $R=150$ mm - presiunile de contact

Pentru patina în varianta B, cu raza $R=150$ mm, câmpul tensiunilor echivalente Von Mises este prezentat în figura II.3.25, iar cel al presiunilor de contact, în figura II.3.26; valoarea maximă a presiunii de contact este egală cu 2,34 MPa, valoare mai mică decât în cazul patinei în varianta A cu raza $R=100$ mm și se află în zona în care acționează elementul de apăsare al patinei.

În vederea stabilirii distribuției presiunilor de contact pe eclise se citesc valorile presiunilor locale de contact pentru fiecare zonă de contact dintre patina de întindere și lanț; în figura II.3.27 se poate observa poziționarea zonelor pentru care se face citirea valorilor presiunilor locale de contact, cu precizarea că, l este distanța care indică poziția eclisei iar p reprezintă pasul lanțului.

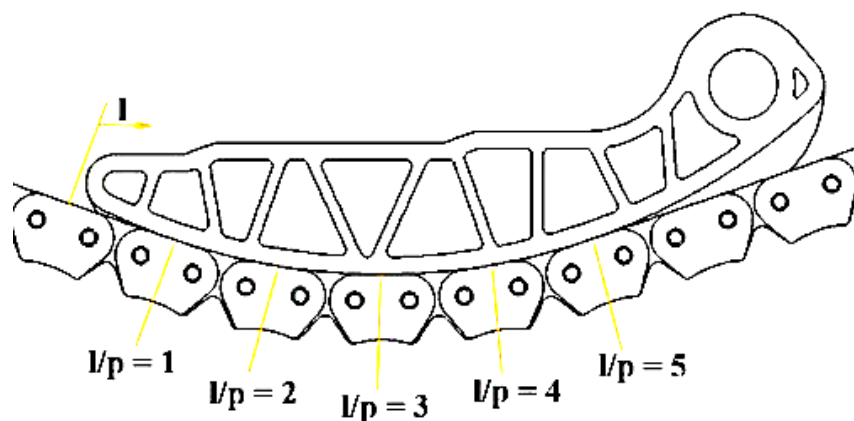


Fig. II.3.27. Poziționarea zonelor de citire a presiunilor locale de contact

Pentru patina în varianta A, cu raza $R=100$ mm, presiunea locală de contact are un punct de maxim în zona în care acționează elementul de apăsare, atât în cazul ecliselor interioare și a celor de ghidare (fig. II.3.28) cât și în cazul ecliselor exterioare (fig. II.3.29).

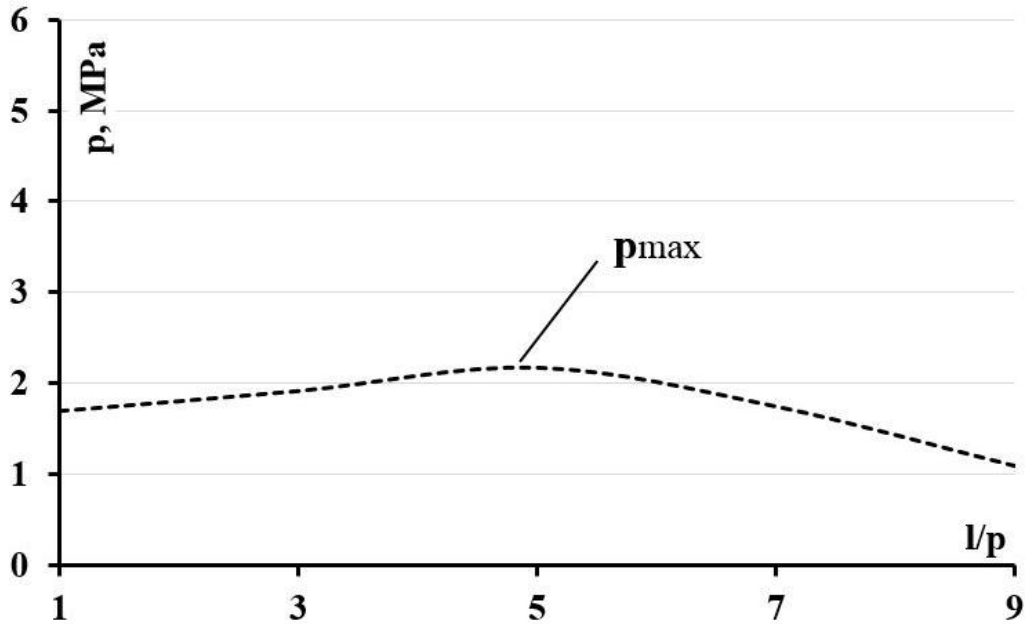


Fig. II.3.28. Distribuția presiunilor locale de contact - Patină varianta A, $R=100$ mm, Eclise interioare și de ghidare

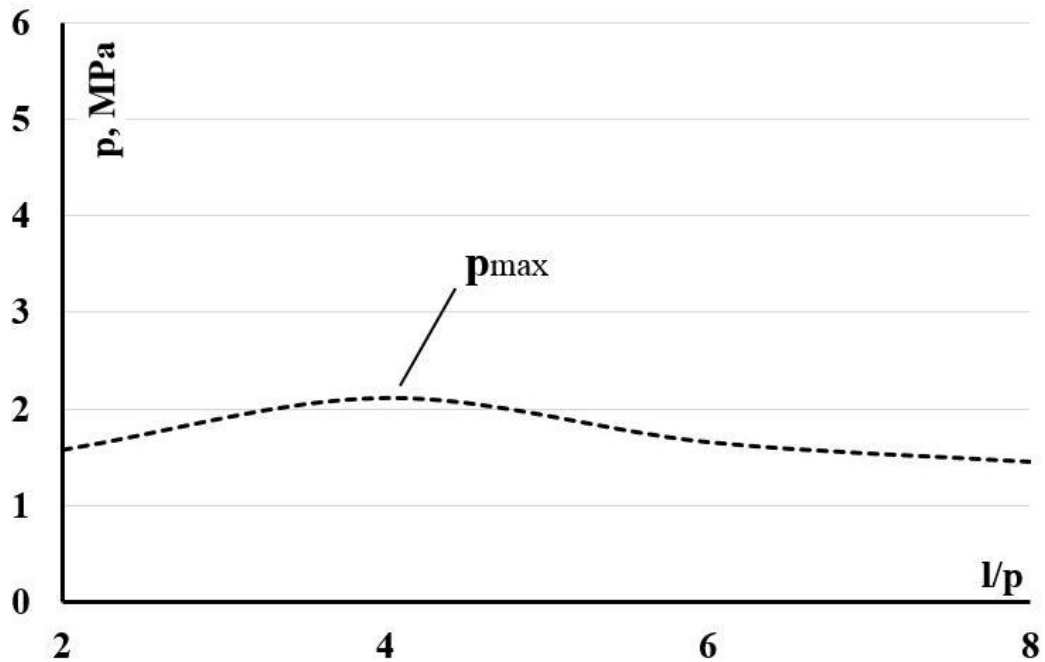


Fig. II.3.29. Distribuția presiunilor locale de contact - Patină varianta A, $R=100$ mm, Eclise exterioare

Pentru patina în varianta B, cu raza $R=150$ mm, presiunea locală de contact are, de asemenea, un punct de maxim în zona în care acționează elementul de apăsare, atât în cazul ecliselor interioare și a celor de ghidare (fig. II.3.30) cât și în cazul ecliselor exterioare (fig. II.3.31). Suplimentar față de acest punct de maxim, mai apare un punct de maxim local datorită forțelor de frecare și geometriei patinei, ceea ce influențează dinamica transmisiei.

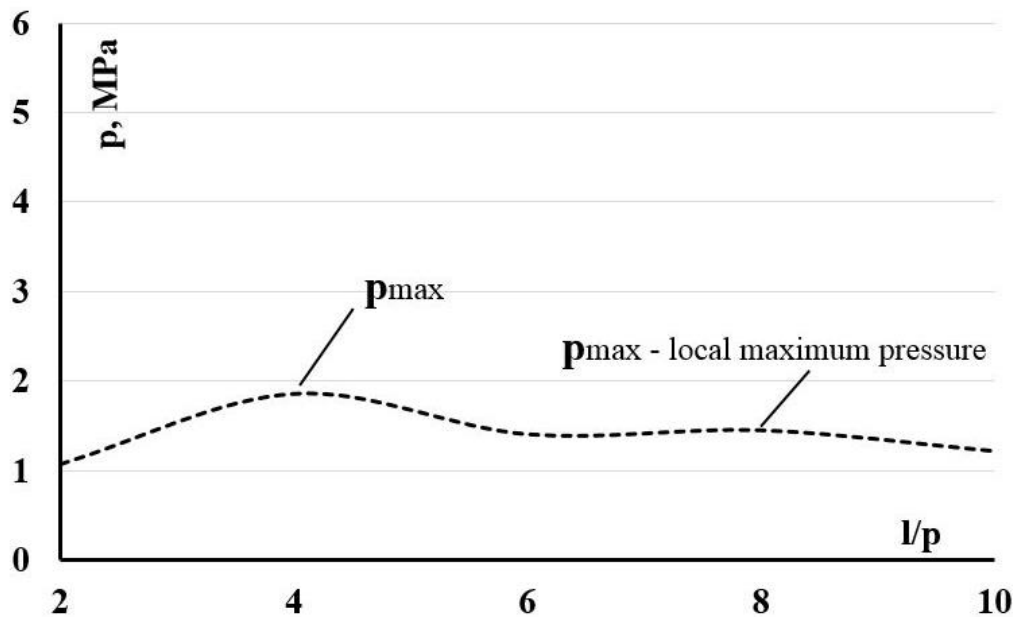


Fig. II.3.30. Distribuția presiunilor locale de contact - Patină varianta B, $R=150$ mm, Eclise interioare și de ghidare

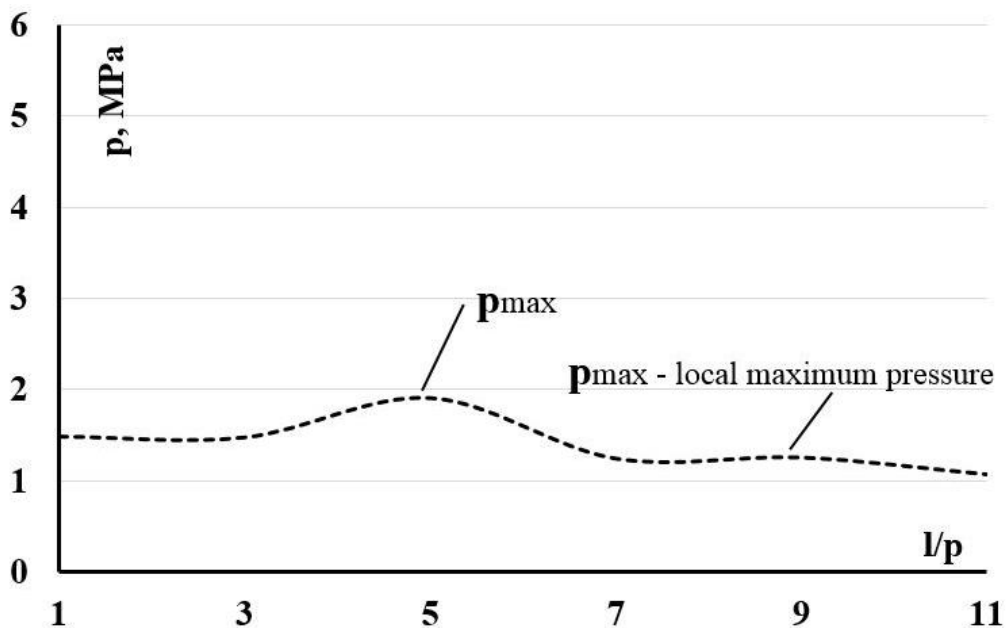


Fig. II.3.31. Distribuția presiunilor locale de contact - Patină varianta B, $R=150$ mm, Eclise exterioare

Pentru a descrie din punct de vedere tribologic contactul dintre lanț și patina de întindere este necesar să se cunoască valoarea forțelor normale în fiecare din zonele de contact dintre eclise și patină. În acest sens, utilizarea modelului lui Hertz pentru contactul dintre două solide oferă posibilitatea stabilirii relației dintre presiunile maxime de contact și forțele normale. În cazul contactului dintre patina de întindere și eclisă, modelul de calcul, realizat pe baza teoriei de contact a lui Hertz, este prezentat în figura II.3.32.

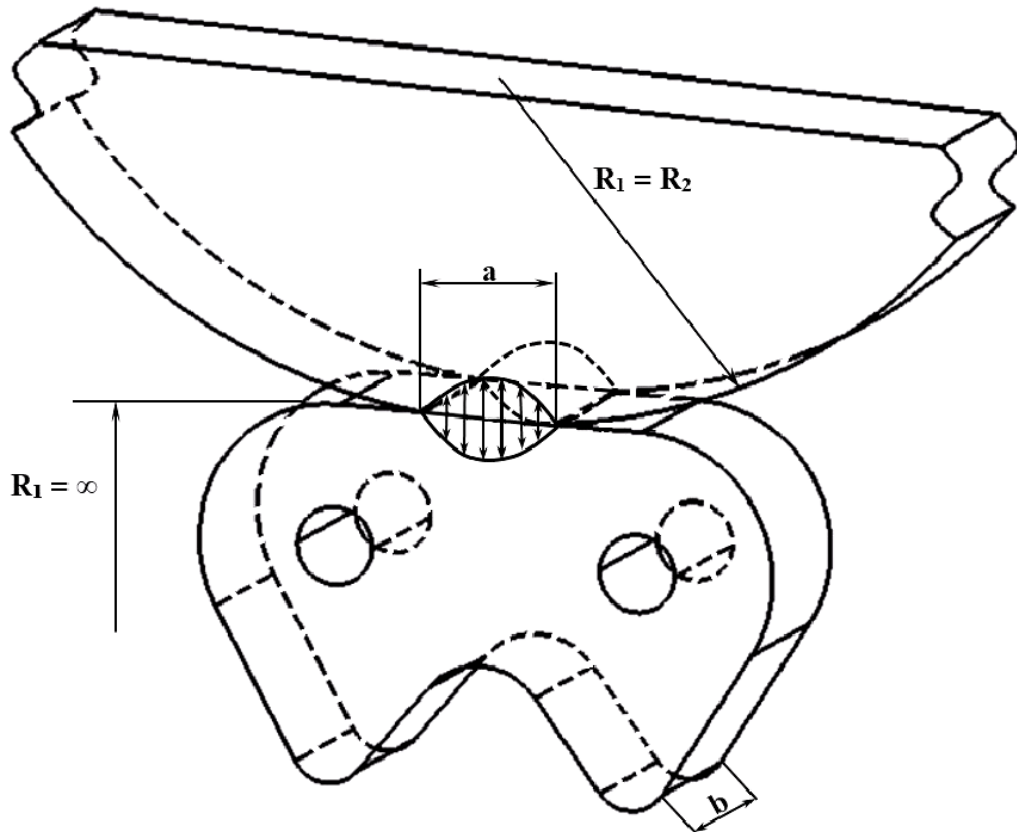


Fig. II.3.32. Modelul de calcul la contact pentru contactul dintre patină și eclisă

Dimensiunea a a lungimii de contact, în cazul contactului dintre patina de întindere de raza $R_1=R$ și eclisa de rază $R_2=\infty$, este [81]

$$a = \sqrt{\frac{4FR}{\pi bE}} \quad (\text{II.3.23})$$

unde F reprezintă forța normală, E este modulul lui Young redus iar b reprezintă grosimea eclisei.

Forța normală se calculează cu relația

$$F = abp_{\max} \quad (\text{II.3.24})$$

în care p_{\max} este presiunea maximă de contact.

Modulul lui Young redus este

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right), \quad (\text{II.3.25})$$

cu parametrii de material [78, 80, 83]: $E_1=200000$ MPa, $\nu_1=0.3$, $E_2=2800$ MPa, $\nu_2=0.42$.

Figurile II.3.33 și II.3.34 prezintă distribuția forțelor normale specifice F/b pentru eclisele interioare și, respectiv, exterioare, în cazul variantei A a patinei, cu raza de $R=100$ mm. Chiar dacă numărul ecliselor interioare aflate în contact cu patina de întindere este mai mare decât cel al ecliselor exterioare, în cazul celor din urmă distribuția forței normale specifice este mai uniformă.

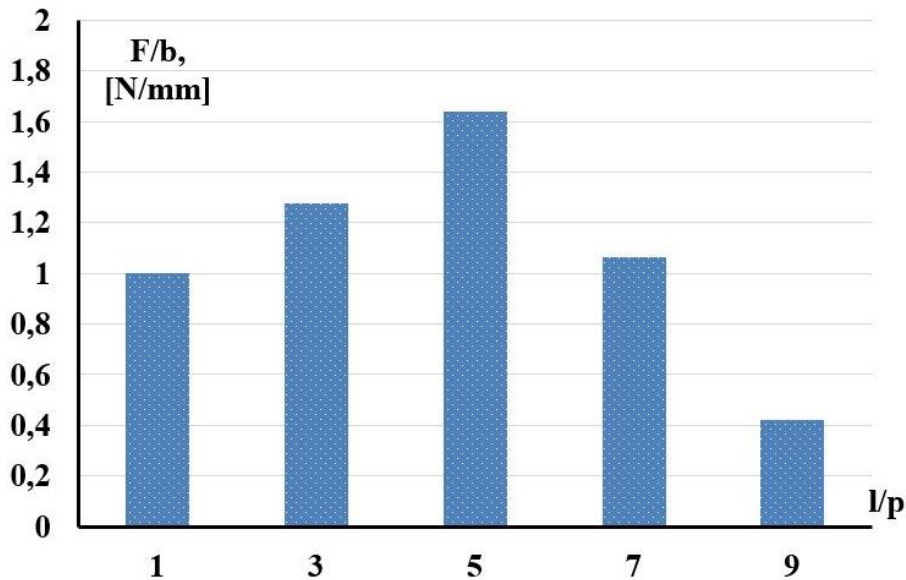


Fig. II.3.33. Distribuția forțelor normale specifice F/b -
Patină varianta A, $R=100$ mm,
Eclise interioare

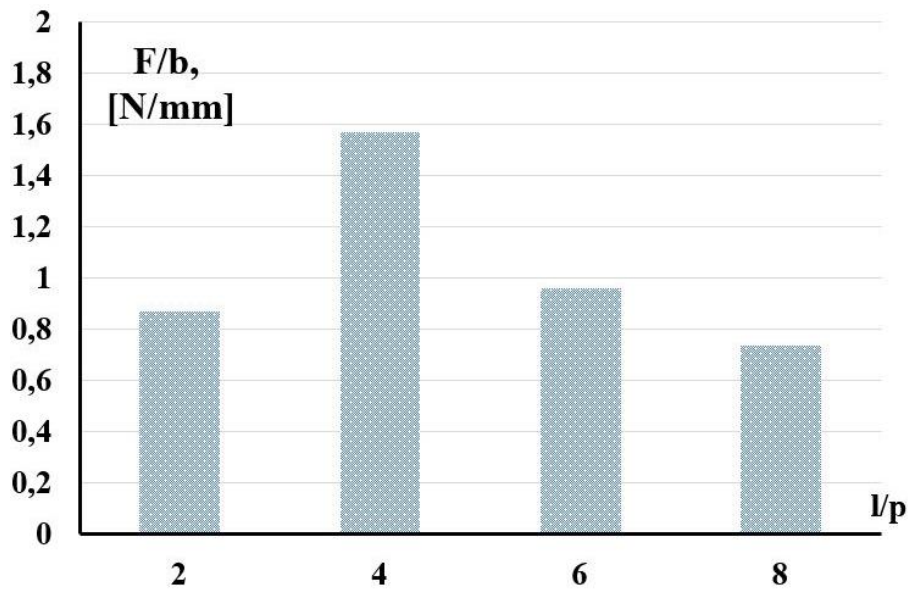


Fig. II.3.34. Distribuția forțelor normale specifice F/b - Patină varianta A, $R=100$ mm, Eclise exterioare

Figurile II.3.35 și II.3.36 prezintă distribuția forțelor normale specifice F/b pentru eclisele interioare și respectiv, exterioare, în cazul variantei B a patinei, cu raza de $R=150$ mm. Ca și în cazul variantei A a patinei de întindere cu raza $R=100$ mm, în această situație numărul ecliselor interioare aflate în contact cu patina de întindere este mai mare decât cel al ecliselor exterioare, dar spre deosebire de cazul anterior, distribuția forței normale specifice este mai uniformă în cazul ecliselor interioare.

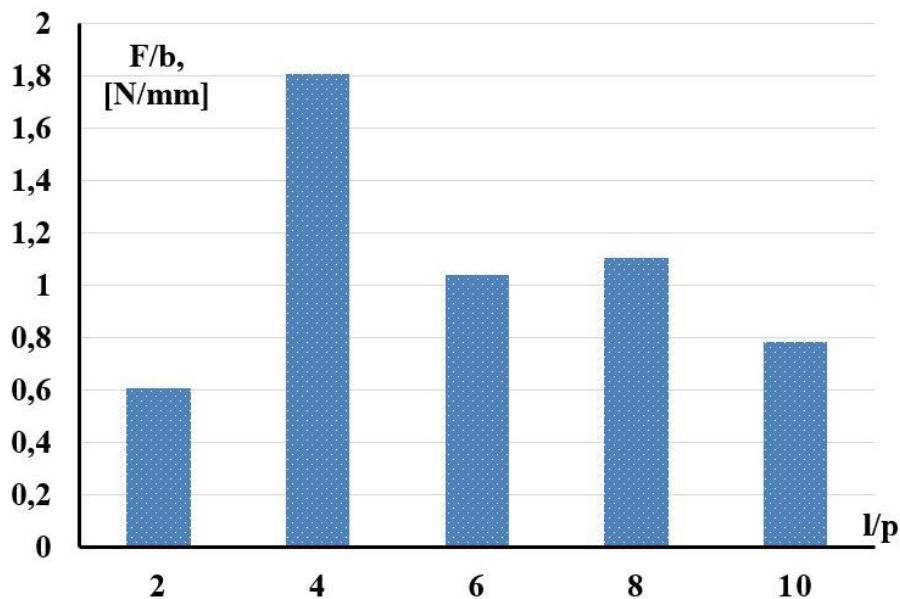


Fig. II.3.35. Distribuția forțelor normale specifice F/b - Patină varianta B, $R=150$ mm, Eclise interioare

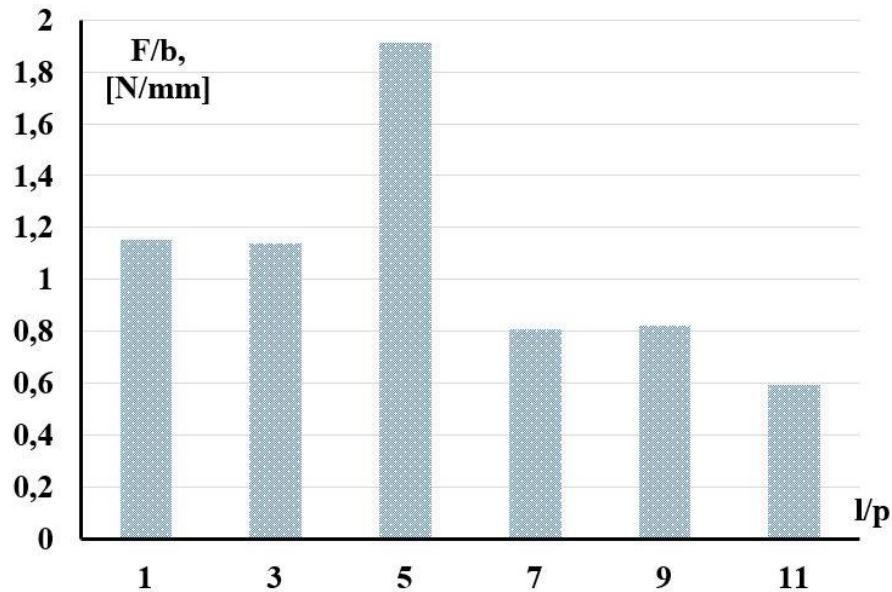


Fig. II.3.36. Distribuția forțelor normale specifice F/b - Patină varianta B, $R=150$ mm, Eclise exterioare

Pentru o proiectare optimală a subsistemului patină de întindere - lanț, este necesar să se ajungă la situația în care frecarea în contactele dintre patină și lanț este una fluidă în vederea reducerii uzurii și, implicit, a creșterii duratei de funcționare a transmisiei prin lanț. Acest fenomen poate fi întâlnit în cazul în care presiunile locale de contact au valori reduse (mai mici decât presiunea de expulzare a peliculei de lubrifiant). Reducerea presiunilor locale de contact se poate realiza prin mărirea numărului de eclise aflate în contact cu patina de întindere; mărirea numărului de eclise aflate în contact cu patina se poate obține prin mărirea săgeții lanțului în zona de contact cu patina și a razei acesteia.

Creșterea săgeții lanțului duce la mărirea forței de apăsare a patinei ceea ce influențează în mod negativ randamentul transmisiei; deci, singura modalitate de creștere a numărului de eclise aflate în contact cu patina se poate realiza numai prin mărirea razei patinei, ceea ce duce la apariția unor maxime locale ale presiunilor de contact. Nu există diferențe notabile între forțele normale specifice și tipul ecliselor (interioare sau exterioare) pe care acestea acționează.

II.3.4. Determinarea parametrilor de material pentru poliamidă

În vederea efectuării unei analize complete a fenomenelor din zonele de contact dintre patină și eclisă, realizarea modelelor analitice nu este suficientă; aceste modelări nu fac posibilă identificarea unor fenomene fizice care se referă, de exemplu la alunecare, fiind necesară realizarea modelului cu elemente finite. De asemenea, calculul la contact pentru subsistemul eclisă-patină

este necesar în vederea obținerii de informații referitoare la caracteristicile zonei de contact și valorile presiunii maxime de contact. Modelele realizate pentru calculul la contact, atât pentru cel analitic cât și pentru cel în care se utilizează metoda elementelor finite, presupun cunoașterea unor parametrii de intrare, printre care se regăsesc și proprietățile materialelor.

În unele situații, proprietățile poliamidelor nu sunt cunoscute și, în acest sens, se recurge la efectuarea de teste care să ofere ca rezultate informații referitoare la modulul de elasticitate longitudinală (modulul lui *Young*), duritatea materialului precum și valoarea coeficientului de frecare din contactul poliamidă/oțel.

În vederea determinării modulului de elasticitate longitudinală și a durității poliamidei PA46 care va fi testată, se realizează teste de indentare pe un modul de indentare al tribometrului prezentat în figura II.3.37; rezultatele și metodologiile prezentate se bazează pe cercetările realizate de către autor în [57].

Modulul de indentare permite realizarea de teste de indentare și de duritate Vickers și Rockwell. Acest modul este echipat cu un senzor capacitiv (fig. II.3.38) care poate permite teste de indentare de până la 1000 N. Testul de indentare se realizează cu o forță de 10 N.

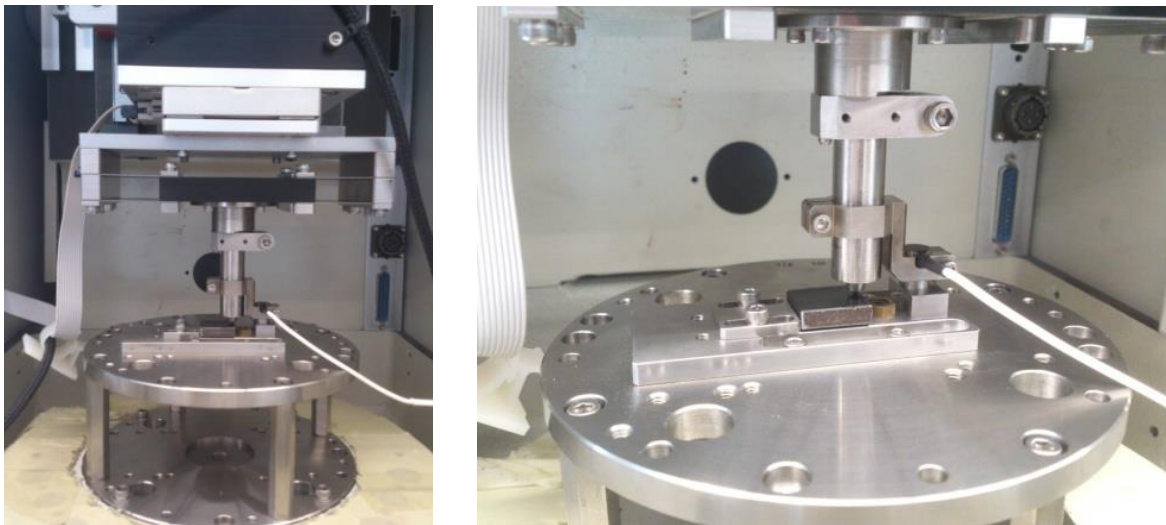


Fig. II.3.37. Modulul de indentare

Rezultatele oferite de testul de indentare se referă la duritate și la modulul lui *Young* pentru materialul activ al patinei (poliamidă). Duritatea *Vickers* este cuprinsă [între 3 HRV și 4 HRV ceea ce corespunde bibliografiei [80, 147, 148, 151] iar modulul lui *Young* între 2.8 GPa și 3.3 GPa [78, 80, 147]; valorile numerice obținute nu sunt făcute publice din considerente de copyright.

În continuare sunt realizate testele tribologice în vederea determinării coeficientului de frecare dintre patină și eclisă.



Fig. II.3.38. *Senzorul capacitiv*

II.3.5. Studiul fenomenului de frecare în contactul patină/eclisă

În continuare, având la bază cercetările realizate de către autor în [57], studiul fenomenului de frecare în contactul patină/eclisă se realizează pe modulul de rotație al tribometrului, determinându-se coeficienții de frecare dinamic și static (fig. II.3.39). Pe modulul de rotație al tribometrului se pot efectua testări în cazul contactelor de tip punct, linie sau suprafață pentru cupluri de materiale de tipul metal pe metal, metal pe plastic, plastic pe plastic, în condiții lubrificate sau nu. O eclisă a lanțului este montată într-un dispozitiv care acționează cu o forță normală asupra unui disc executat din materialul părții active a patinei - poliamida PA46 (fig. II.3.39).

Tribometrul este echipat cu un senzor de forță capabil să măsoare forța de apăsare normală și forța orizontală tangențială; coeficientul de frecare se determină ca raport al celor două forțe măsurate.

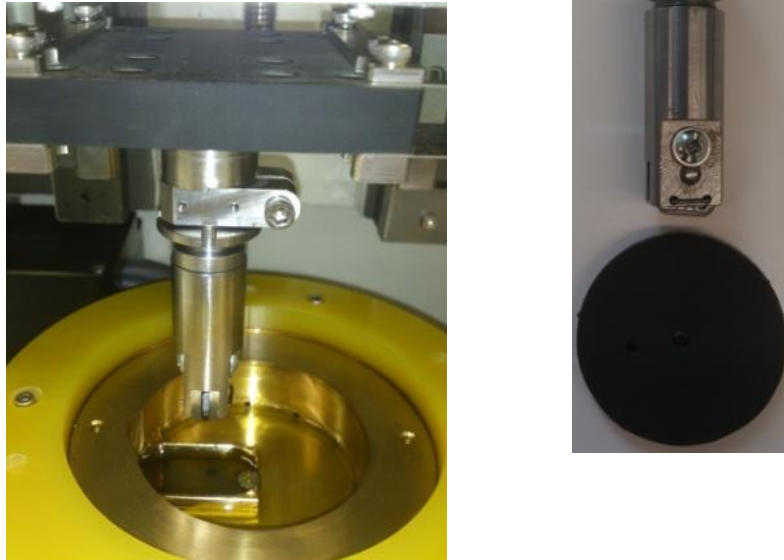


Fig. II.3.39. Modulul de rotație și subsistemul eclisă/patină

Figura II.3.40 prezintă variația coeficientului de frecare (COF) în cazul unei turații constante a discului de 500 rot/min, în două sensuri, forța normală având valoarea de 5 N; valorile obținute sunt egale cu 0.12 pentru coeficientul de frecare static (valoare determinată pentru cazul în care turația este egală cu 0) și egală cu 0.11 pentru coeficientul de frecare de alunecare dinamic (valoare determinată pentru cazul în care turația este constantă, fiind diferită de 0).

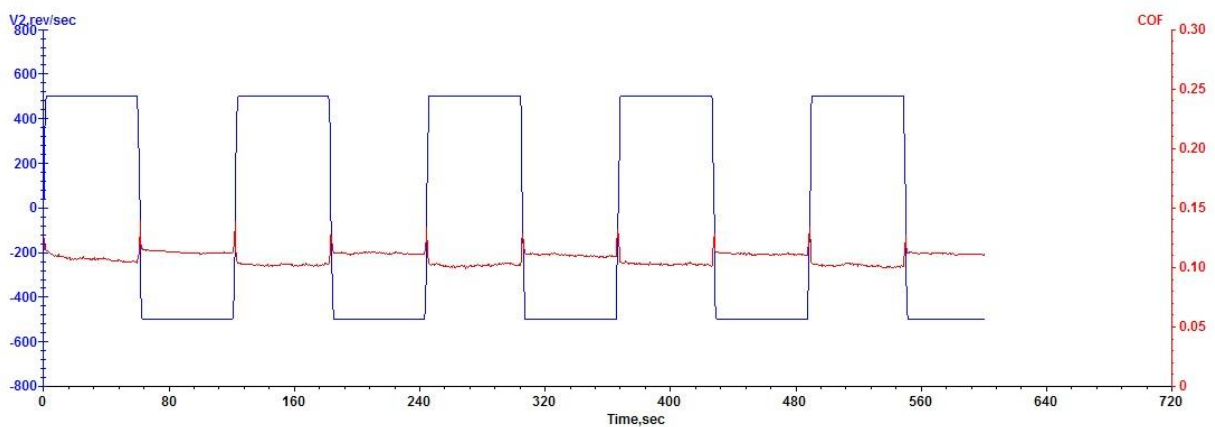


Fig. II.3.40. Variația coeficientului de frecare COF și a turației V2 rot/min

În continuare este realizat un test Stribeck în care se urmărește stabilirea variației coeficientului de frecare cu turația discului (fig. II.3.41) executat din poliamida PA46; turația variază în intervalul 0 ... 3000 rot/min iar forța normală are valoarea constantă 5 N.

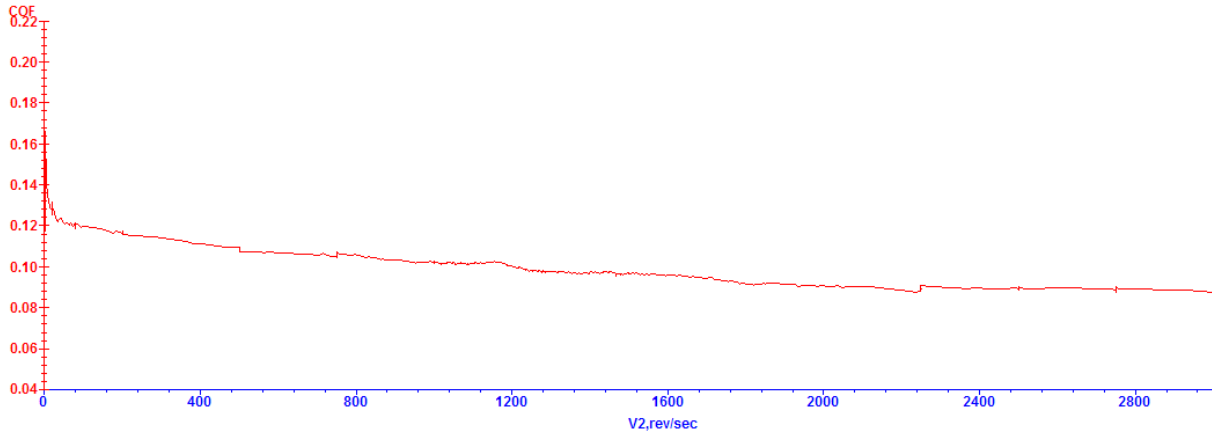


Fig. II.3.41. Testul Stribeck

Cu parametrii care caracterizează materialul părții active a patinei determinați în testele anterioare, se realizează analiza cu metoda elementelor finite a contactului eclisă/disc.

Modelele geometrice ale eclisei și, respectiv, ale discului - identice cu cele utilizate la teste - sunt realizate în soft-ul CATIA, ulterior fiind importate în soft-ul ANSYS.

Modelarea materialului discului executat din poliamidă se realizează prin crearea unui nou material izotrop având în vedere faptul că, în cazul sarcinilor mici, materialele de tip poliamidă pot fi considerate ca fiind izotrope [80]; parametrii materialului sunt cei determinați în urma testului de indentare. Sarcina exterioară este identică cu cea de la teste - 5 N.

Constrângerile sunt reprezentate de încastrarea feței de jos a discului și contactul cu frecare dintre eclisă și disc; modelul cu elemente finite este prezentat în figura II.3.42.

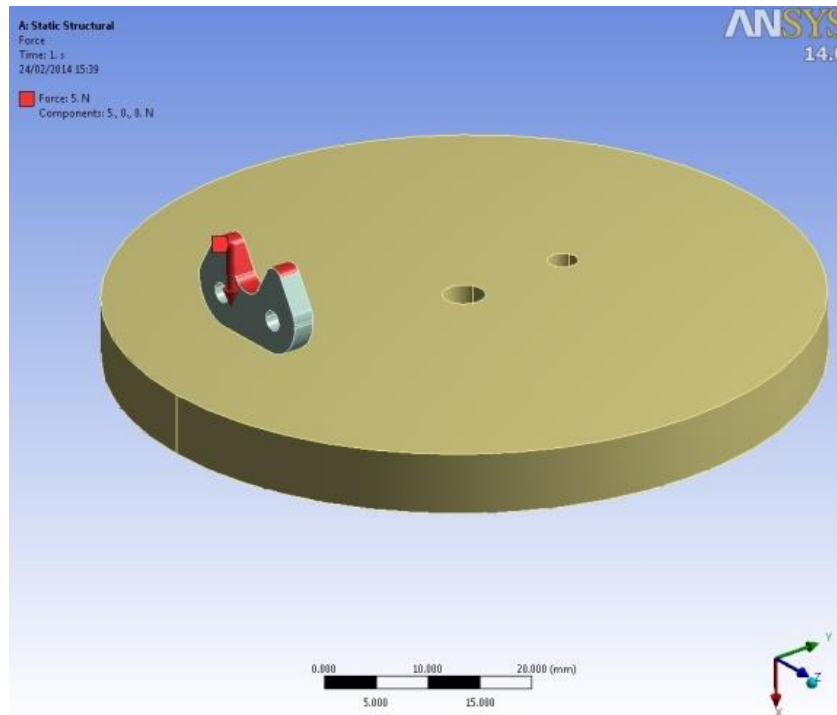


Fig. II.3.42. Modelul cu elemente finite

În urma rezolvării modelului cu elemente finite se obțin informații despre presiunea de contact, tensiunea datorată frecării și alunecare.

Distribuția presiunii de contact este prezentată în figura II.3.43; valoarea presiunii maxime de contact este egală cu 0,77 MPa și este mai mică decât presiunea admisibilă de expulzare a peliculei de lubrifiant (3 ... 5 MPa), ceea ce certifică faptul că testele au fost realizate în condițiile frecării fluide.

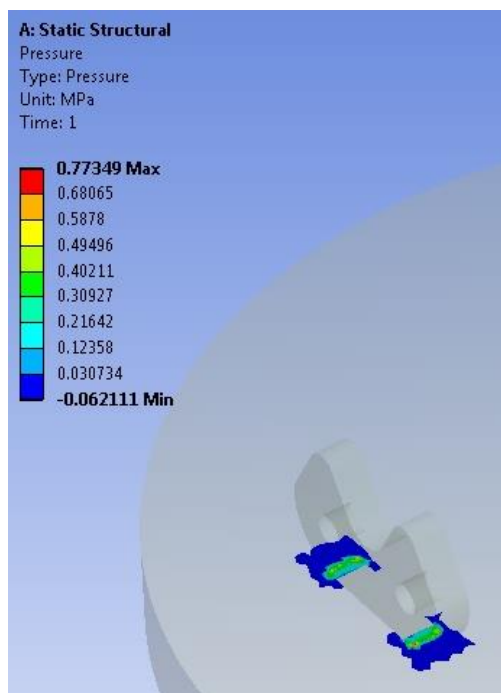


Fig. II.3.43. Presiunea de contact

Tensiunea datorată frecării apare din cauza frecării care apare în timpul alunecării relative dintre disc și eclisă, alunecare produsă de deformațiile celor două piese (fig. II.3.44).

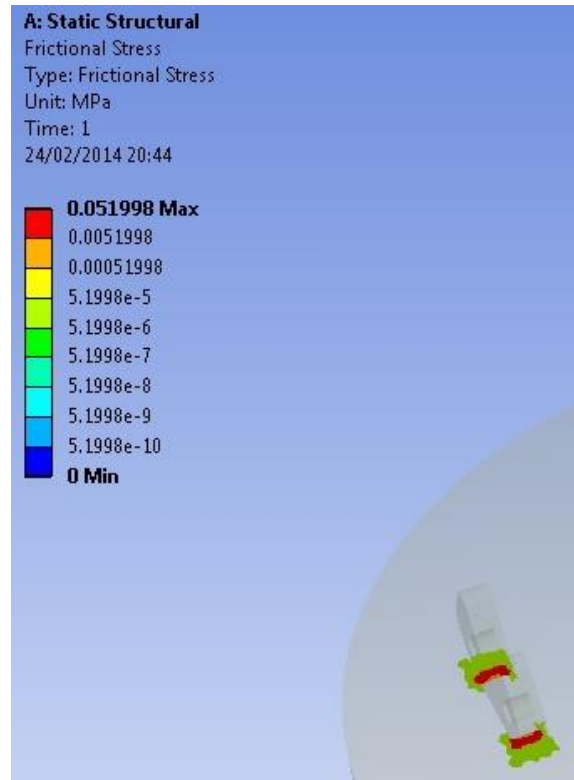


Fig. II.3.44. Tensiunea datorată frecării

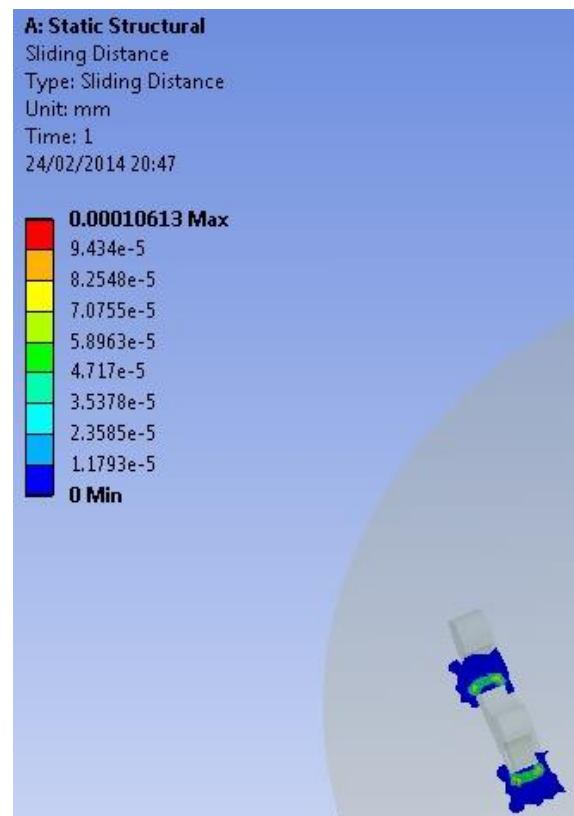


Fig. II.3.45. Alunecarea

Fenomenul de alunecare apare datorită tendinței de alunecare a eclisei pe disc, fenomen produs de către deformațiile celor două piese (fig. II.3.45).

Coeficienții de frecare din contactele patină de întindere/eclisă au o influență directă asupra eficienței transmisiei (influențează pierderile prin frecare) și, de asemenea, asupra duratei de funcționare a acestora, influențând în mod direct uzura.

În continuare se realizează cercetări asupra coeficientului de frecare din contactul oțel/poliamidă (având în vedere faptul că eclisele lanțului sunt realizate din oțel, iar partea activă a patinei de întindere este realizată din poliamidă) utilizându-se diferite condiții de lucru pentru mai multe tipuri de poliamide, în vederea identificării condițiilor de lucru și, respectiv, a tipurilor de poliamidă care, în contact cu oțelul, asigură coeficienți de frecare minimi.

II.4. Studiul frecării între cuplurile de materiale oțel / poliamidă

Fiabilitatea, durabilitatea și implicit randamentul transmisiilor mecanice sunt influențate în mod direct de proprietățile tribologice ale organelor de mașini aflate în mișcare relativă, mișcare în timpul căreia apar fenomene de frecare de alunecare sau de rostogolire. Dezvoltarea din ultimii ani a materialelor de tip poliamidă oferă posibilități noi de reducere a coeficienților de frecare din cuplurile de materiale în mișcare relativă de tip oțel/poliamidă, poliamidele fiind caracterizate prin coeficienți de frecare reduși și rezistență la uzură. Aceste poliamide - PA66 și PA46 - sunt utilizate în construcția organelor de mașini ca roți dințate (figura II.4.1 prezintă un exemplu de sistem de orientare a panourilor fotovoltaice la care angrenajul cu roți dințate este realizat din poliamidă), came, ghidaje, șuruburi cu bile care sunt utilizate în condiții de lucru variate în ceea ce privește condițiile de ungere, vitezele relative, presiunile, temperaturile de lucru.

În cazul poliamidelor PA66 și PA46, prin domeniul larg de aplicabilitate, se pune problema identificării condițiilor de lucru în care aceste materiale aflate în construcția organelor de mașini în mișcare relativă cu alte piese din oțel, oferă coeficienți de frecare mici și rezistență la uzură. O aplicație directă a acestor concluzii o reprezintă condițiile de utilizare a poliamidelor PA66 și PA46 în cazul construcției părților active ale patinelor de întindere a transmisiilor prin lanț.

În literatură, proprietățile tribologice ale poliamidelor sunt studiate prin realizarea de teste pe module ale tribometrelor caracterizate prin mișcări de rotație sau de translație fiind determinați coeficienții de frecare și uzura în diferite condiții de testare.



Fig. II.4.1. Angrenaj realizat din poliamidă

În continuare se prezintă testările efectuate asupra poliamidelor PA66 și PA46 identificându-se condițiile de lucru pentru utilizarea lor, atât în cadrul transmisiilor prin lanț prin utilizarea lor în construcția părților active ale patinelor de întindere, cât și pentru alte situații.

II.4.1. Testarea tribologică a contactului eclisă/PA66 în mișcare de rotație

Poliamidele PA66, în funcție de, producător se regăsesc pe piață sub denumirile de DURAMID, TECAMID, ERTALON, AKULON, NYLATRON etc. [147, 148] și sunt caracterizate prin rigiditate ridicată, variații scăzute ale dimensiunilor cu variația temperaturii, duritate mare, rezistență la abraziune, variații scăzute ale dimensiunilor în cazul unor încărcări mari (datorită valorilor ridicate ale modulului lui Young). Aceste poliamide sunt utilizate în cazul unor încărcări (presiuni) mari și temperaturi de până la 100 oC. Literatura de specialitate [78, 80] indică faptul că, în cazul forțelor mici, poliamidele PA66 pot fi considerate ca fiind elastice, cu aceleași proprietăți ca și oțelul. Testările prezentate în acest capitol au la bază o parte din activitatea de cercetare a autorului materializată prin [56].

Poliamidele PA66 se utilizează pe scară largă în construcția patinelor de întindere din cadrul transmisiilor de distribuție prin lanț [18, 88], ca material de construcție al elementului care vine în contact cu lanțul, datorită bunelor proprietăți antifricțiune ale acestora - coeficienții dinamici de frecare în cazul mișcărilor relative poliamidă PA66/oțel se regăsesc în intervalul 0,1 ... 0,13 [18, 88]. Această utilizare a poliamidelor în construcția patinei de întindere își are motivația prin faptul că pierderile prin frecarea din contactul patină-lanț reprezintă aproximativ 27% din totalul pierderilor prin frecare din transmisia prin lanț [29, 85].

Testele se realizează pe modulul de rotație al tribometrului UMT și urmăresc, în această etapă, determinarea coeficientului de frecare dinamic și a uzurii ca urmare a mișcării relative dintre un disc executat din poliamida PA66 și o eclisă de lanț dințat. Pe modulul de rotație al tribometrului se pot efectua testări în cazul contactelor de tip punct, linie sau suprafață pentru cupluri de materiale de tipul metal pe metal, metal pe plastic, plastic pe plastic, în condiții lubrificate sau nu.



Fig. II.4.2. Discul brut din PA66

Tribometrul este echipat cu un senzor de forță capabil să măsoare forța de apăsare normală și forța orizontală tangențială; coeficientul de frecare se determină ca raport al celor două forțe măsurate.

Discul executat din poliamidă, de diametru 70 mm, este tăiat din bare de poliamidă PA66 obținându-se semifabricatul de tip disc brut (fig. II.4.2) iar apoi, fețele frontale ale discului sunt rectificatice, obținându-se discul care va fi utilizat la testări - figura II.4.3 - realizându-se montarea acestuia în modulul de rotație prin intermediul găurii d care se poziționează în știftul discului de bază al modulului.

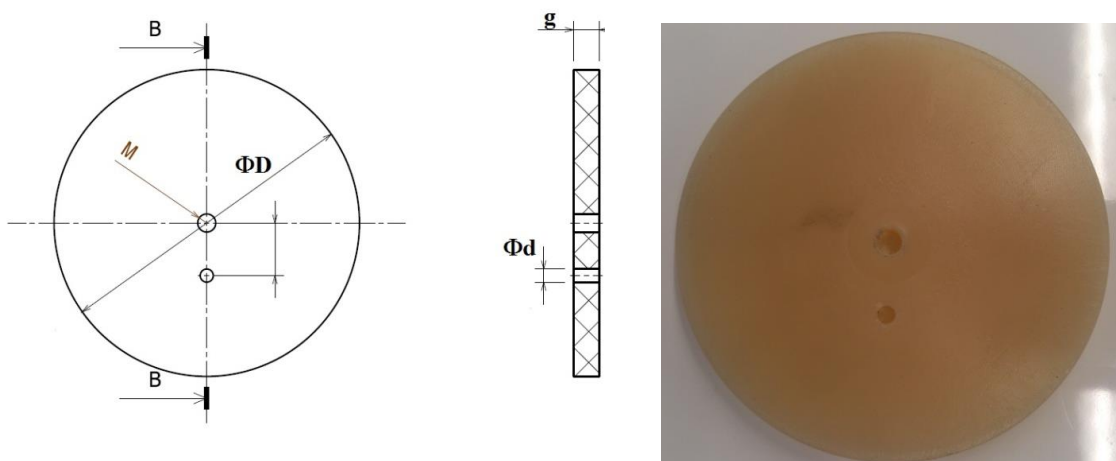


Fig. II.4.3. Discul din PA66 utilizat la testări

Eclisa 1 a lanțului este montată prin intermediul agrafei 2, în dispozitivul prezentat în figura II.4.4; asigurarea asamblării se realizează prin intermediul capului șurubului 3. Eclisa este poziționată astfel încât să fie în contact, prin fața frontală a acesteia, cu discul executat din poliamida PA66 și montat în discul de bază al modulului de rotație.

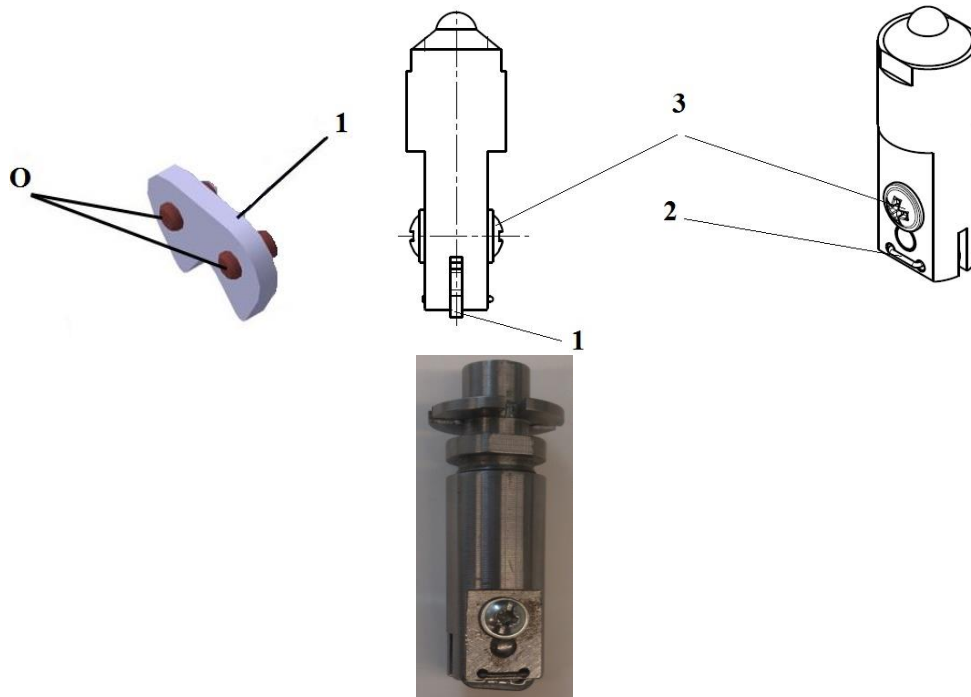


Fig. II.4.4. Eclisa montată în dispozitivul de testare

Eclisa montată în dispozitiv exercită o forță de apăsare normală, reglabilă în intervalul 0,1 ... 1000 N cu o rezoluție de 50 mN [137], asupra discului realizat din poliamida PA66 care se află în mișcare de rotație cu turația reglabilă în intervalul 0,001 ... 5000 rot/min [137] - figura II.4.5.

Testele sunt realizate cu o forță normală de apăsare a eclisei pe disc egală cu 5 N, calculată din condiția obținerii unei frecări fluide; discul are o viteză de rotație egală cu 500 rot/min timp de 2 ore. Figura II.4.5 prezintă variația în timp a coeficientului de frecare dinamic.

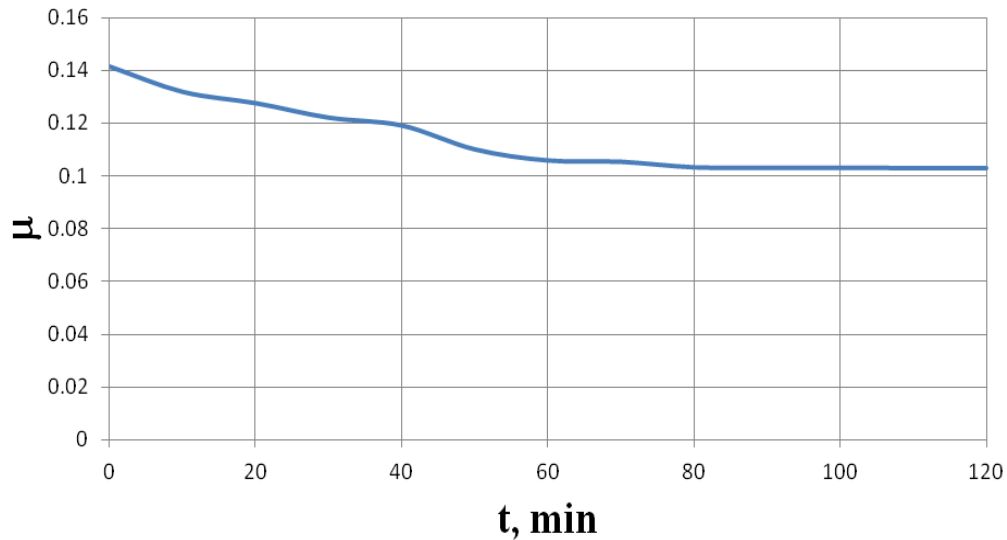


Fig. II.4.5. Variația coeficientului de frecare dinamic pentru PA66

Conform figurii II.4.5 valoarea coeficientului de frecare dinamic se stabilizează după 80 minute la o valoare apropiată de 0,1 (0,1028) ceea ce este în concordanță cu valorile coeficientului de frecare dinamic prezentate în literatura de specialitate (0,1 ... 0,13 [18, 88]). Stabilizarea valorii coeficientului de frecare dinamic se realizează într-un timp relativ scurt, ceea ce reprezintă un avantaj în ceea ce privește perioada de rodaj necesară pentru stabilizarea coeficientului de frecare în contactul patină/lanț.

Variația erorii de la planeitate e a suprafeței discului, pe raza pe care se realizează testarea, este prezentată în figura II.4.6; această eroare influențează șocurile și vibrațiile generate în sistemul mecanic. Conform figurii II.4.6 această eroare descrește în timp și se stabilizează relativ repede (după 60 minute de testare) la o valoare redusă - 6 μm - ceea ce are implicații reduse în ceea ce privește dinamica transmisiei.

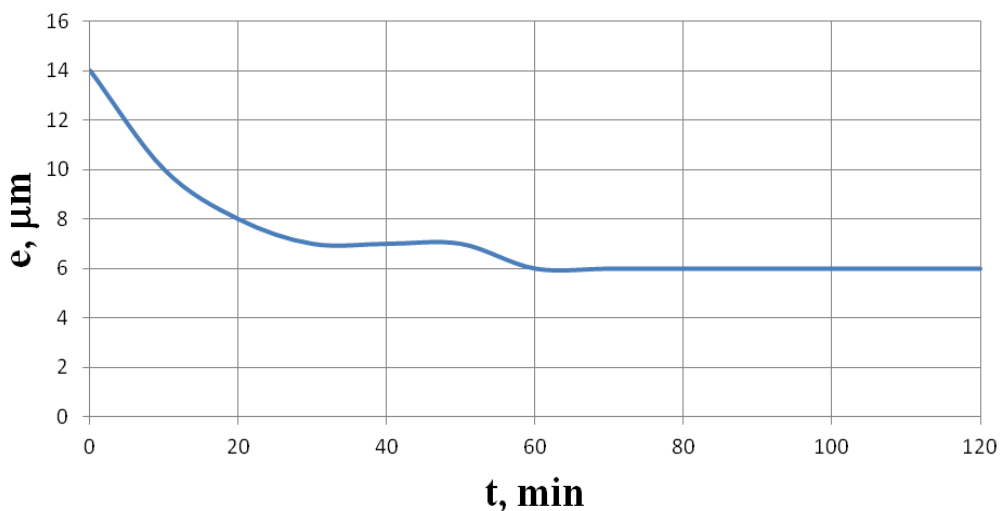


Fig. II.4.6. Variația erorii de la planeitate

Figura II.4.7 prezintă evoluția uzurii w în timp atât a denivelărilor de tip „deal - Peak” cât și a celor de tip „vale - Hole” de pe suprafața discului, pe raza pe care se realizează testarea. Cum este și normal din punct de vedere tehnic, uzura dealurilor este mai mare decât cea a văilor, valoarea uzurii stabilizându-se după 90 minute de testare, ceea ce reprezintă o perioadă relativ redusă. Valoarea uzurii stabilizate este, de asemenea, mică - 4 μm .

În continuare este realizat un test *Stribeck* (fig. II.4.8) care are rolul de a identifica situațiile în care valoarea coeficientului de frecare, în condițiile de încărcare cu forța de apăsare egală cu 5 N, este minimă; turația discului este reglată în intervalul 5 ... 3000 rot/min. Testul indică faptul că frecarea fluidă apare după turația de 800 rot/min și, în orice condiții, variația coeficientului de frecare este relativ redusă.

Prin analiza rezultatelor obținute în urma realizării testelor se poate concluziona că, valoarea coeficientului de frecare dinamic în cazul contactului eclisă/disc executat din poliamida PA66 este redusă (0,1028) și se stabilizează relativ repede (după 80 minute) ceea ce reprezintă un avantaj în ceea ce privește perioada necesară rodajului. De asemenea, stabilizarea erorii de planeitate se realizează repede, valoarea stabilă a acesteia având influență redusă asupra dinamicii subansamblului.

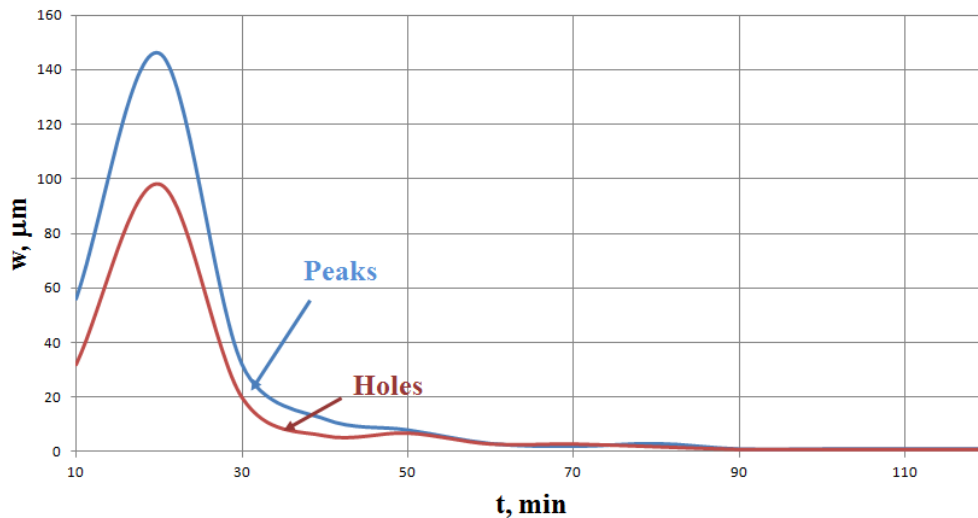


Fig. II.4.7. Evoluția uzurii - PA66

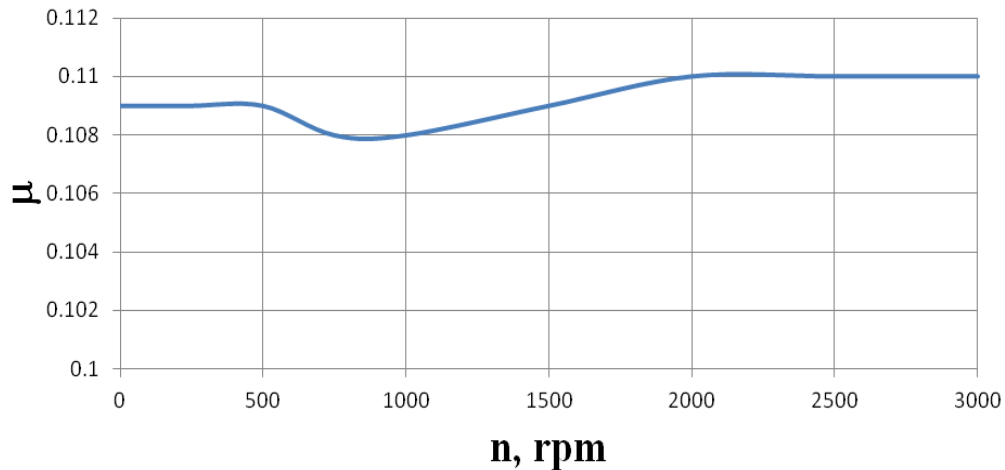


Fig. II.4.8. Testul Stribeck

Conform testelor, uzura se stabilizează relativ repede (după 90 minute) și se menține, după această perioadă la o valoare redusă (sub 4 μm).

Ținând seama de toate aceste considerente, o concluzie generală care rezultă în urma testelor realizate în ceea ce privește contactul dintre eclisa de lanț și discul din poliamida PA66, este aceea că poliamida PA66 prezintă o rezistență ridicată la uzare, necesită perioade de rodaj reduse și coeficienți de frecare dinamici la alunecare mici - sub 0,11.

II.4.2. Testarea tribologică a contactului eclisă/PA46 în mișcare de rotație

Poliamidele PA 46 cunoscute pe piață sub denumirea de TECAMID, STANYL etc. [147, 148] au apărut ca necesitate de reducere uzurii și a coeficientului de frecare în cazul unor încărcări și temperaturi mai mari de exploatare decât în situația poliamidelor PA66 [8, 96].

Conform studiilor din literatura de specialitate în cazul testelor realizate la temperaturi înalte (125 - 160 °C) la aceleași condiții de încărcare și de viteză, în contact cu piese de oțel, poliamida PA46 are coeficienți de frecare cu 20 - 30 % mai mici decât poliamida PA66 [96]. De asemenea, în aceste condiții de testare, poliamida PA46 este caracterizată prin rezistență la uzură mai mare decât poliamida PA66 [24, 129] și își păstrează mai bine, la temperaturi înalte (210 °C), proprietățile de frecare redusă decât poliamida PA66 [8, 9]. Testarea tribologică a contactului eclisă/PA46 prezentată în continuare se bazează, în principal, pe cercetările autorului realizate în [59].

Testele realizate pentru studiul tribologic al poliamidei PA46 sunt efectuate pe modulul de rotație al tribometrului UMT pe care au fost realizate și testele tribologice ale poliamidei PA66, prin punerea în funcțiune suplimentară a încălzitorului care face posibilă încălzirea mediului de testare până la 150 °C [137] - fig. II.4.9.



Fig. II.4.9. Încălzitorul modulului de rotație

Discul de poliamidă PA46 - fig. II.4.10 are diametrul de 50 mm și este montat pe modulul de rotație al tribometrului UMT, fiind încălzit și dispus într-o baie de ulei; eclisa, ca și în cazul testelor efectuate pentru poliamida PA66, este montată în același dispozitiv care asigură apăsarea cu forța normală dorită.

Testele sunt realizate în două etape: într-o primă etapă se realizează un rodaj pentru o perioadă de 2 ore cu o viteză de rotație a discului egală cu 500 rot/min și o forță de apăsare normală egală cu 5 N (aceleași valori ca și în cazul testelor prezentate anterior, pentru testarea poliamidei PA66).

În cazul testelor realizate la temperatura ambientală (21 °C), variația coeficientului de frecare dinamic este prezentată în figura II.4.11; valoarea coeficientului de frecare dinamic se stabilizează după 100 minute de testare la o valoare egală cu 0,12.

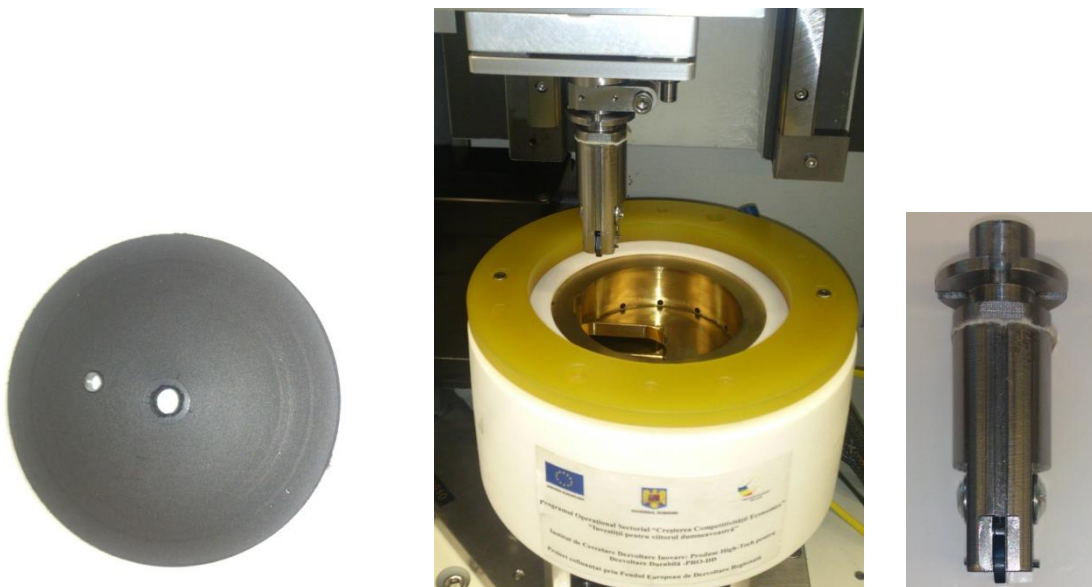


Fig. II.4.10. Testarea discului de poliamidă PA46

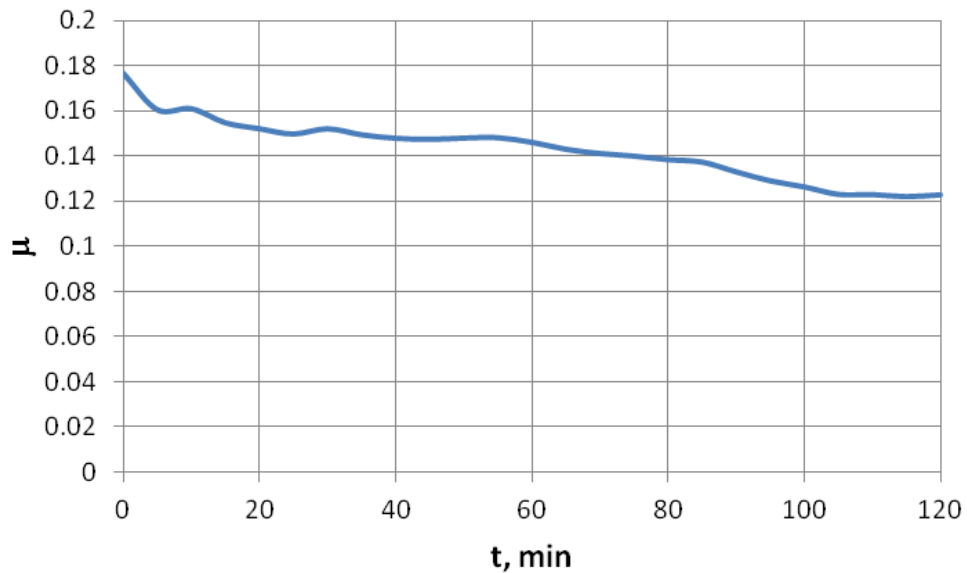


Fig. II.4.11. Variația coeficientului de frecare dinamic pentru PA46

Evoluția uzurii wear în timp a denivelărilor de tip „deal - Peak” este prezentată în figura II.4.12; după cum se poate observa, spre deosebire de cazul poliamidei PA66, uzura are o variație mult mai mică stabilizându-se la 70 μm după 100 de minute de testare, concluzie confirmată și de rezultatele testărilor realizate în [25, 129].

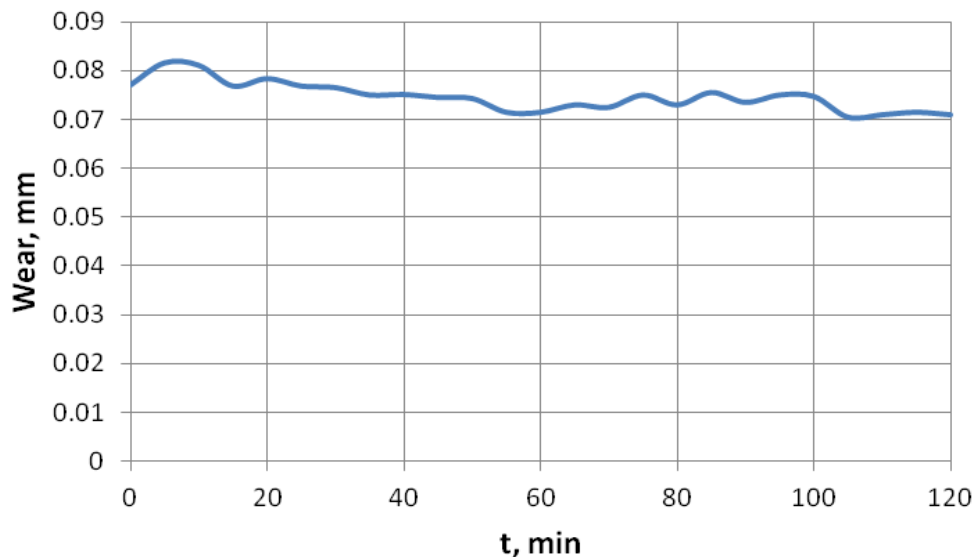


Fig. II.4.12. Evoluția uzurii - PA46

În continuare, după primul set de teste, se realizează teste (de două ori, cu aceiași parametrii de testare) la care mediul de testare este încălzit de la temperatura ambientală de 21 °C până la 90 °C; forța normală de apăsare este reglată la valoarea de 9 N ținând seama de faptul că pentru această valoare frecarea este una mixtă. Valoarea vitezei de rotație a discului este egală cu 500 rot/min.

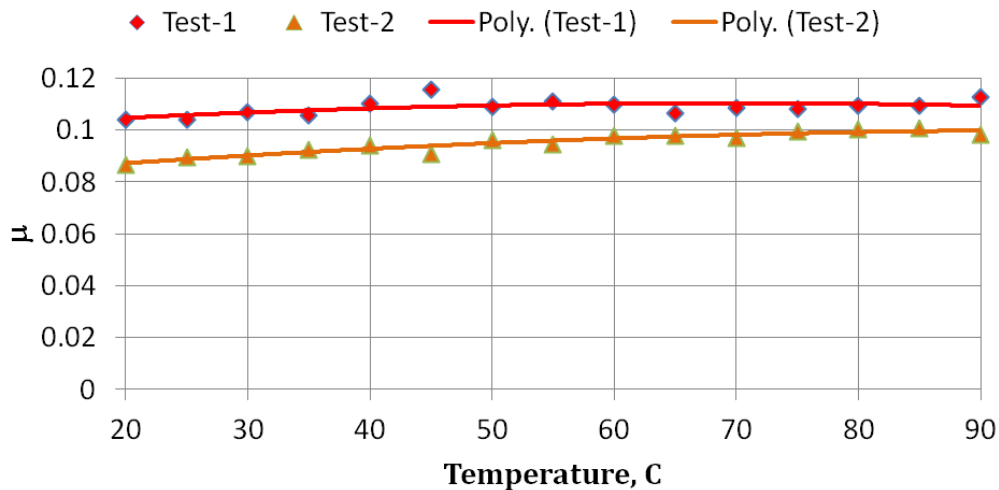


Fig. II.4.13. Variația coeficientului de frecare dinamic cu temperatura, pentru PA46

Figura II.4.13 prezintă variația coeficientului de frecare dinamic cu temperatura pentru cele două seturi de teste realizate pe tribometru; Poly reprezintă curbele de interpolare utilizate pentru interpolarea punctelor obținute în urma testelor utilizând funcții de interpolare de gradul 2.

Coeficientul de frecare dinamic prezintă o ușoară creștere a valorii sale cu temperatura, valoarea medie a acestuia situându-se în jurul valorii de 0,1 ceea ce corespunde cu literatura de specialitate [96].

Variația uzurii cu temperatura este prezentată în figura II.4.14; este interesant de observat faptul că valoarea uzurii scade odată cu creșterea temperaturii (până aproape de valoarea înregistrată a uzurii poliamidei PA66 la temperatura ambientală) datorită proprietăților poliamidelor PA46 la temperaturi înalte, motiv pentru care acestea, spre deosebire de poliamidele PA66, sunt recomandate a fi utilizate la temperaturi de peste 90 °C [8, 96].

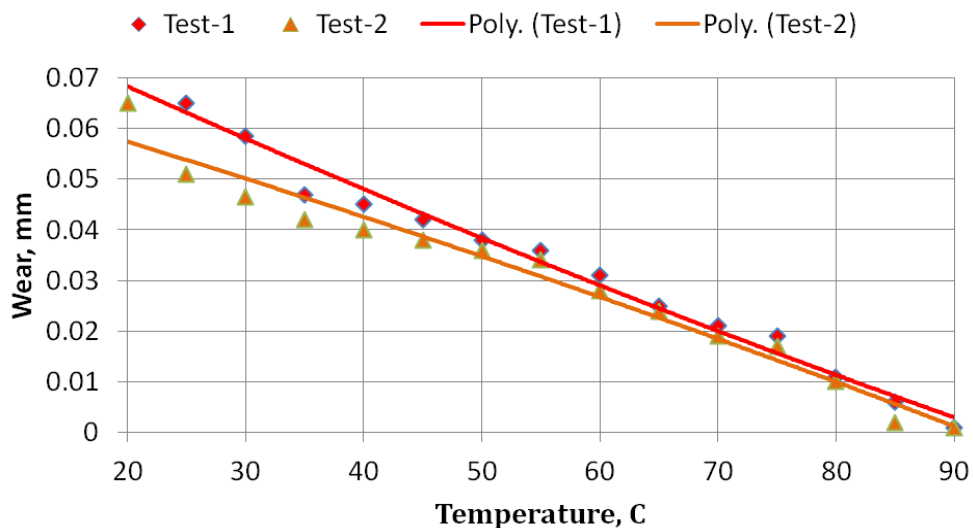


Fig. II.4.14. Variația uzurii cu temperatura - PA46

Urma datorată uzurii discului executat din poliamida PA46, mărită la microscop, este vizualizată în figura II.4.15; limitele urmei sunt determinate practic de fețele laterale ale eclisei și, după cum se poate observa în figură, au o adâncime mai mare datorită muchiilor tăietoare ale eclisei lanțului.

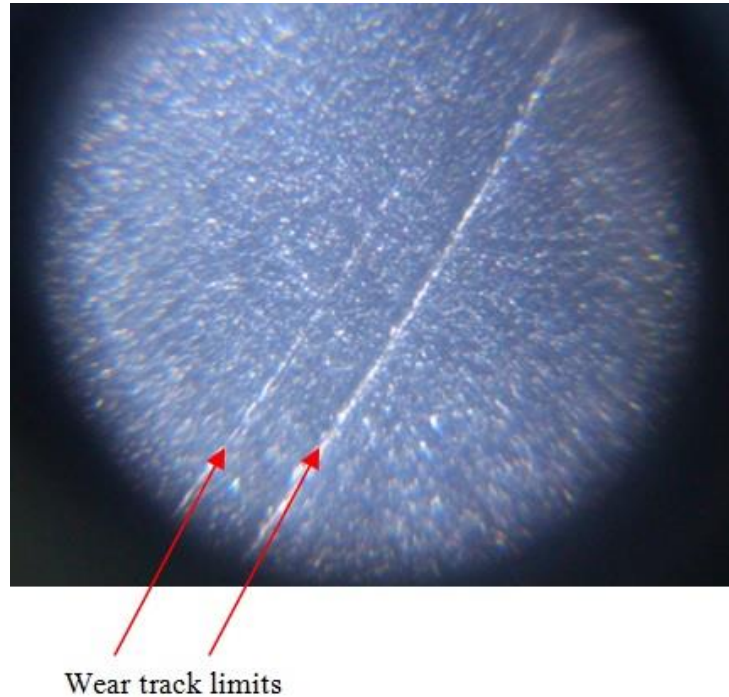


Fig. II.4.15. *Urma uzurii pe disc - PA46*

Urma uzurii pe eclisă se poate observa în figura II.4.16; această urmă are formă circulară datorită mișcării de rotație a discului în timpul testelor. Din cauza jocurilor dintre eclisă și agrafele prin intermediul cărora aceasta este montată în dispozitivul de testare care asigură apăsarea cu forța normală (v. fig.II.4.4), respectiv a jocurilor dintre agrafele de montare și dispozitivul de testare, eclisa nu are contact cu discul pe toată grosimea acesteia; cu toate acestea, practic condițiile de testare reproduc condițiile reale de funcționare ale ansamblului patină de întindere / lanț deoarece lanțul, în timpul funcționării, prezintă oscilații atât în plan vertical cât și în plan orizontal și deci practic, pot exista situații în care eclisele nu au contact pe toată grosimea lor cu patina.

În urma testelor efectuate se poate concluziona că practic, coeficientul de frecare are o variație descendentă în timpul rodajului, valoarea acestuia stabilizându-se după 100 minute de testare la 0,12; ambele valori, atât cea a coeficientului de frecare dinamic, cât și perioada de stabilizare a acestuia, sunt mai mari decât în cazul poliamidei PA66. Variația coeficientului de frecare cu temperatura este aproape nesemnificativă media fiind în jurul valorii de 0,1, ceea ce recomandă utilizarea poliamidei PA46 la temperaturi ridicate, concluzie confirmată și de testările realizate în [8, 9].

Evoluția uzurii la temperatura ambientală este mai stabilă în cazul poliamidei PA46 decât în cazul poliamidei PA66, însă valoarea acesteia în cazul PA46 este mai mare. La creșterea temperaturii, are loc scăderea valorii uzurii discului executat din poliamida PA46, valoarea acesteia apropiindu-se de valoarea uzurii la temperatura ambientală a poliamidei PA66, ceea ce reprezintă încă un argument în utilizarea poliamidei PA46 ca material constructiv al părții active a patinei de întindere utilizată în cazul transmisiilor prin lanț care funcționează la temperaturi ridicate.

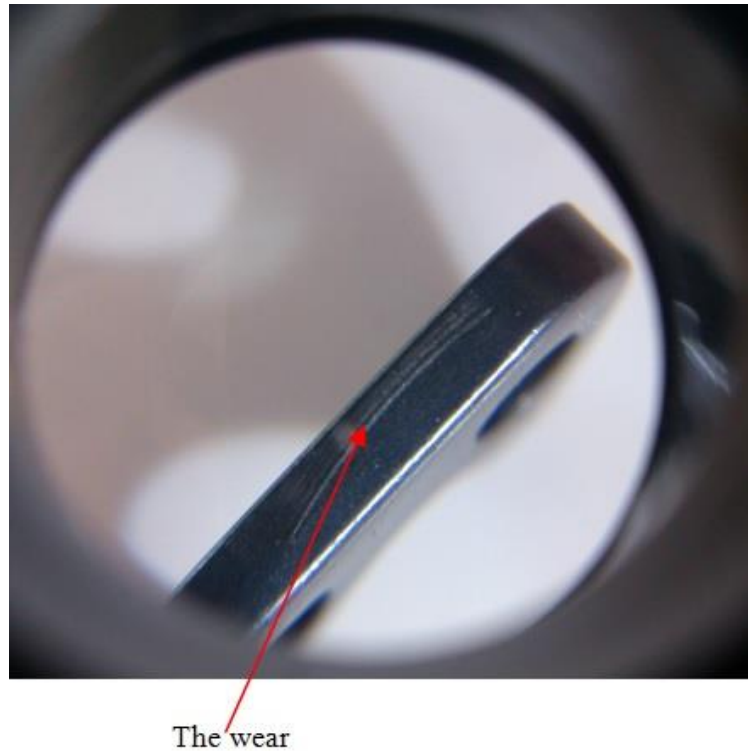


Fig. II.4.16. *Urma uzurii pe eclisă*

În continuare, pentru a avea o imagine comparativă clară asupra proprietăților materialelor tip poliamidă PA66 și PA46, în cazul contactelor eclisă/poliamidă PA66 și, respectiv, eclisă/poliamidă PA46, se realizează teste în condiții nelubrificate.

II.4.3. Testări asupra contactului eclisă/PA66, PA46 în condiții nelubrificate

Frecarea uscată în contactele mecanice apare în aplicații tehnice unde utilizarea lubrifiantilor nu este permisă, datorită unor proprietăți ale lubrifiantului: toxicitate (nepermisă în industria alimentară); mediu non-steril (în cazul instrumentației medicale); oxidare, penetrare a stratului superficial și/sau afectare a culorii (în cazul industriei mobiliere și a decorațiunilor interioare).

În scopul obținerii unor eficiențe mari în cazul transmisiilor utilizate în situațiile prezentate anterior, se utilizează materiale caracterizate prin durități mari, durabilitate ridicată,

deformații mici în cazul unor forțe mari și coeficienți de frecare mici.

În continuare, pe baza cercetărilor autorului realizate în [60], se prezintă testele asupra comportării contactelor de tip poliamidă PA66, PA46/eclisă în condiții nelubrificate urmărindu-se, în primul rând determinarea caracteristicilor acestor poliamide neinfluențate de ungere, precum și, studiul acestor contacte în cazurile în care prezența lubrifiantului nu este permisă.

Echipamentul utilizat pentru realizarea testelor este tribometrul UMT prezentat la testele anterioare - fig.II.4.17; sunt realizate testări în condiții nelubrificate pentru contactul eclisă/disc executat din poliamida PA66 și, respectiv, pentru contactul eclisă / disc executat din poliamida PA46 - fig.II.4.18. În continuare sunt realizate două seturi de teste.

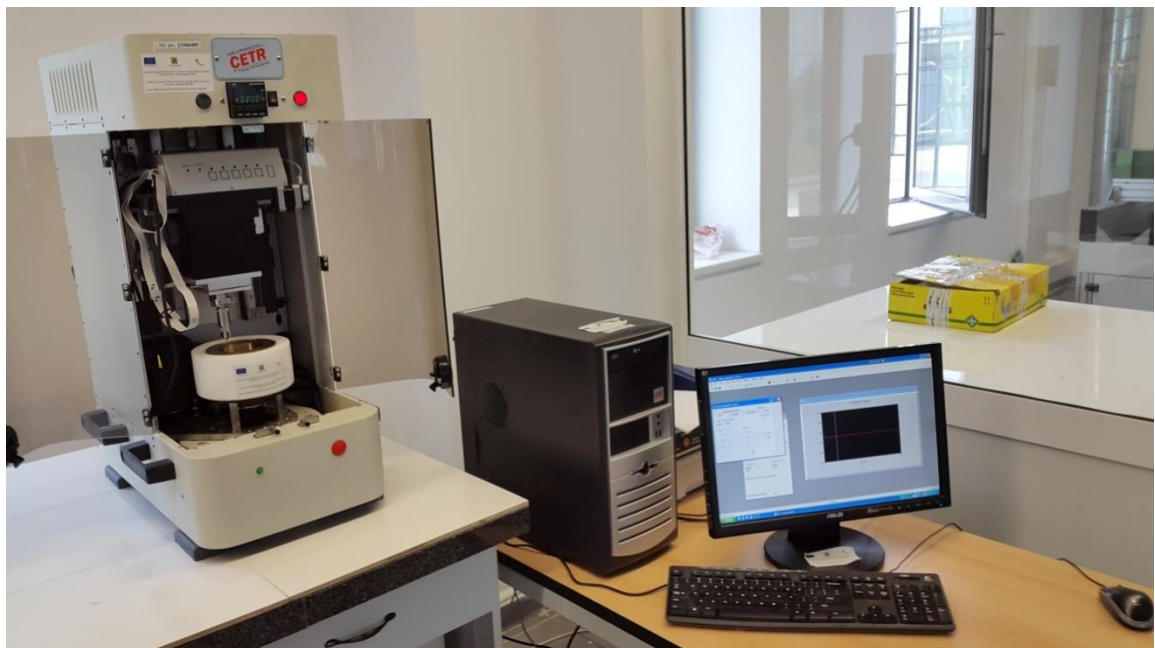


Fig. II.4.17. Sistemul de testare cu tribometrul UMT

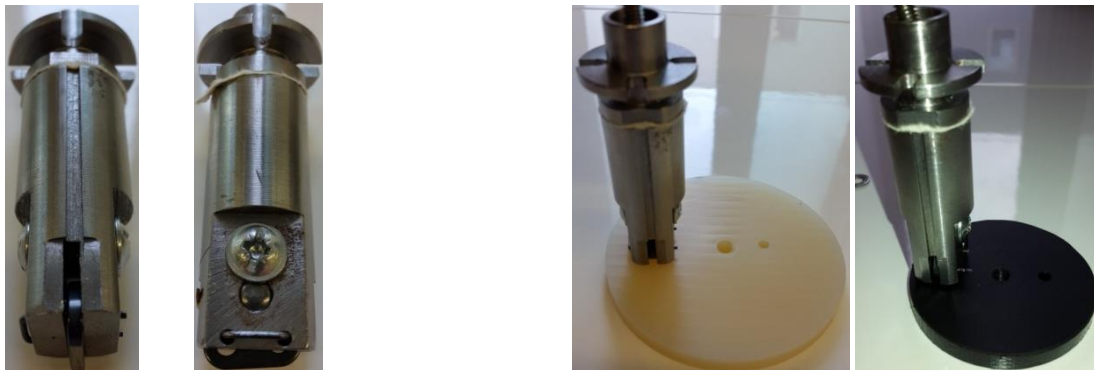


Fig. II.4.18. Contactele eclisă/PA66 și eclisă/PA46

Primul set de teste are ca parametrii de intrare forța de apăsare normală reglată la valoarea $F=5$ N și viteza de rotație a discului reglată, pe rând, la seturile de valori $n=5, 10, 25, 50$,

100, 200, 500, 1000, 1500, 2000, 3000 rot/min, testele efectuându-se la temperatura ambientală egală cu $T=20^{\circ}\text{C}$.

Al doilea set de teste este realizat la viteza de rotație constantă a discului reglată la valoarea $n=1000$ rot/min, forța de apăsare normală reglată la valoarea $F=9$ N și temperatura variabilă în intervalul $T=30 \dots 90^{\circ}\text{C}$.

Figura II.4.19 prezintă variația relativă, procentual, a coeficientului de frecare al poliamidei PA66 față de coeficientul de frecare al poliamidei PA46 aflată în contact cu eclisa, cu viteza de rotație a discului, la temperatura ambientală egală cu $T=20^{\circ}\text{C}$. Pentru viteze de rotație ale discului mai mici decât aproximativ 2850 rot/min coeficientul de frecare în cazul utilizării poliamidei PA66 este mai mic decât coeficientul de frecare în cazul utilizării poliamidei PA46, în contact cu eclisa. După valoarea turației de 2850 rot/min, coeficientul de frecare al poliamidei PA66 în contact cu eclisa crește brusc, față de cel al poliamidei PA46.

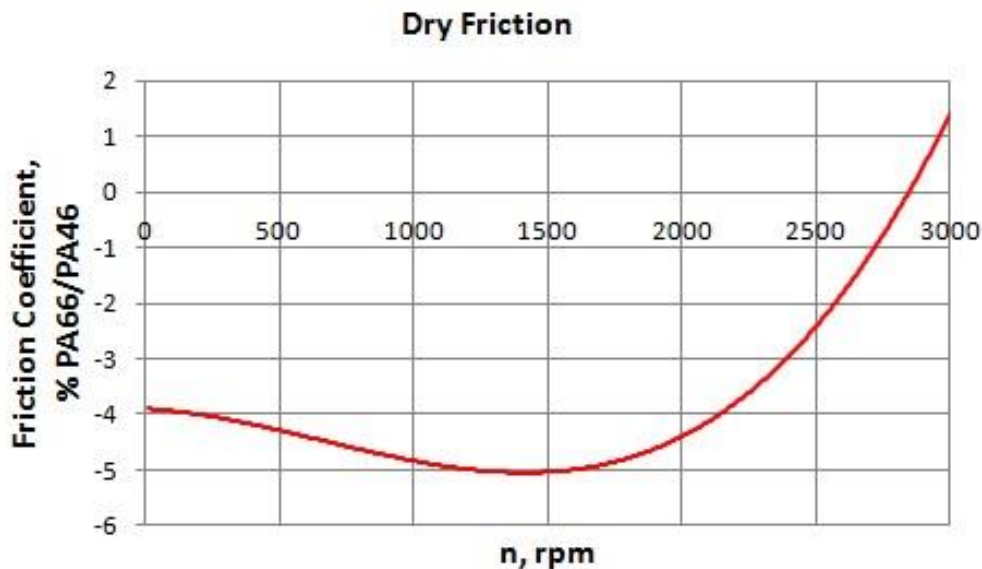


Fig. II.4.19. Variația procentuală relativă a coeficientului de frecare al PA66/eclisă față de PA46/eclisă, în funcție de turație, cu $T=20^{\circ}\text{C}$ și $F=5$ N

Variația relativă, procentual, a coeficientului de frecare al poliamidei PA66 față de coeficientul de frecare al poliamidei PA46 aflată în contact cu eclisa, cu temperatura, la forța de apăsare normală constantă egală cu $F=9$ N și la viteza de rotație constantă a discului reglată la valoarea $n=1000$ rot/min, este prezentată în figura II.4.20. Se poate observa că la temperaturi până la aproximativ 75°C coeficientul de frecare al poliamidei PA66 în contact cu eclisa este mai mare decât cel al poliamidei PA46, însă scade cu creșterea temperaturii. Valori procentuale relative mai mici ale coeficientului de frecare al poliamidei PA66 față de coeficientul de frecare al poliamidei PA46 se obțin la temperaturi mai mari decât aproximativ 75°C .

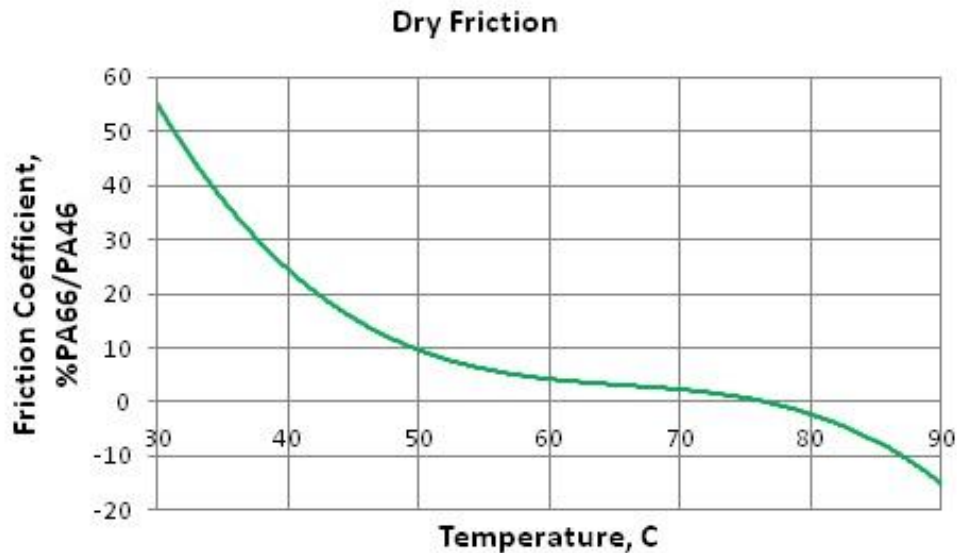


Fig. II.4.20. Variația procentuală relativă a coeficientului de frecare al PA66/eclisă față de PA46/eclisă, în funcție de temperatură, la $F=9$ N și $n=1000$ rot/min

Figura II.4.21 prezintă variația relativă, procentual, a coeficientului de frecare al poliamidei PA66 și al poliamidei PA46 aflate în contact cu eclisa, față de valorile coeficienților de frecare la viteza de rotație a discului egală cu $n=5$ rot/min, în funcție de viteza de rotație a discului. Se poate observa că poliamida PA66 aflată în contact cu eclisa are o variație mai stabilă a coeficientului de frecare cu turația (o creștere procentuală maximă a coeficientului de frecare cu 15% la viteza de rotație a discului egală cu $n=3000$ rot/min) decât poliamida PA46. Coeficientul de frecare al poliamidei PA66 crește cu creșterea vitezei, însă cel al poliamidei PA46, după valoarea turației egală cu aproximativ $n=2000$ rot/min, scade.

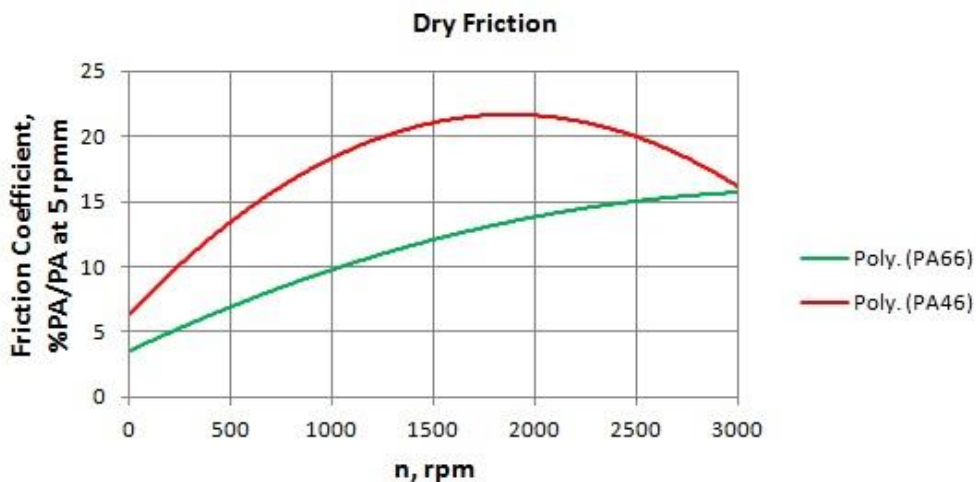


Fig. II.4.21. Variația procentuală relativă a coeficientului de frecare al PA66 și PA46/eclisă față de coeficienții de frecare la 5 rot/min, la $T=20^{\circ}$ C și $F=9$ N

Ținând seama de rezultatele obținute în urma testărilor se poate concluziona că, în condițiile lipsei lubrifiantului, poliamidele PA46 se recomandă a fi utilizate la viteze mari (viteză de rotație a discului peste 2850 rot/min). De asemenea, în condiții nelubrificate, pentru medii de lucru cu temperaturi peste 75 °C se recomandă utilizarea poliamidelor PA66; sub această valoare a temperaturii mediului de lucru, în condiții de lucru nelubrificate, se recomandă utilizarea poliamidei PA46.

Pentru a avea o imagine mai bună asupra coeficientului de frecare al poliamidelor PA66 și PA46 în contact cu eclisa lanțului, în continuare se realizează teste pentru mișcări alternative de translație; aceste teste sunt necesare pentru a reproduce cât mai aproape de condițiile de lucru reale mediul de testare, având în vedere faptul că, între lanț și patina de întindere, este o mișcare relativă de translație.

II.4.4. Testări tribologice ale contactului eclisă/PA66, PA46 în mișcare de translație

Testările asupra contactului eclisă/PA66, PA46 în mișcare de translație, bazate pe cercetările autorului în [62, 65], sunt realizate pe modulul de mișcare alternativă de translație al tribometrului UMT [137], tribometru utilizat pentru studierea coeficientului de frecare în etapele anterioare. Pe acest tribometru sunt realizate teste în vederea determinării uzurii și a variației coeficientului de frecare cu forța de apăsare normală, frecvența mișcării alternative (viteza liniară) și temperatura. Conform caracteristicilor tribometrului, uzura poate fi determinată cu o precizie de 50 nm [137]. Temperatura din mediul de testare al modulului de mișcare alternativă poate fi reglată până la valoarea de 150 °C.

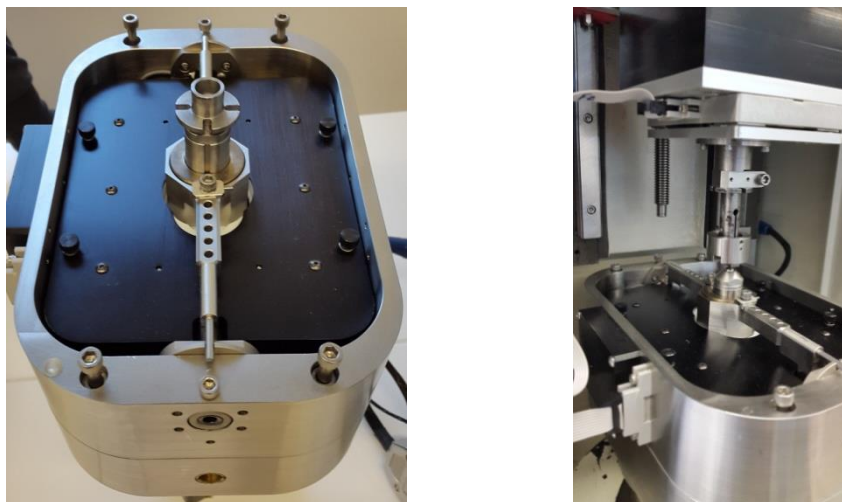


Fig. II.4.22. Modulul de mișcare alternativă

Pe modulul de mișcare alternativă de translație al tribometrului UMT (fig. II.4.22) se pot efectua testări în cazul contactelor de tip punct, linie sau suprafață pentru cupluri de materiale de tipul metal pe metal, metal pe plastic, plastic pe plastic, în condiții lubrificate sau nu.

Modulul de mișcare alternativă de translație este echipat cu un senzor de forță pe direcția mișcării care permite măsurarea de forțe cu valoarea până la $F=1000$ N cu o precizie de $R_r=1$ μ N. Cursa modulului poate fi controlată în intervalul $s=0.05 - 25$ mm cu o frecvență a mișcărilor cuprinsă în intervalul $\nu=0.1 - 60$ Hz.

Testele sunt realizate pentru contactul dintre eclisa lanțului montată în dispozitivul de apăsare cu forța normală F și plăcile de poliamidă PA66 și, respectiv, PA46 montate în interiorul modulului de mișcare alternativă - fig.II.4.23.

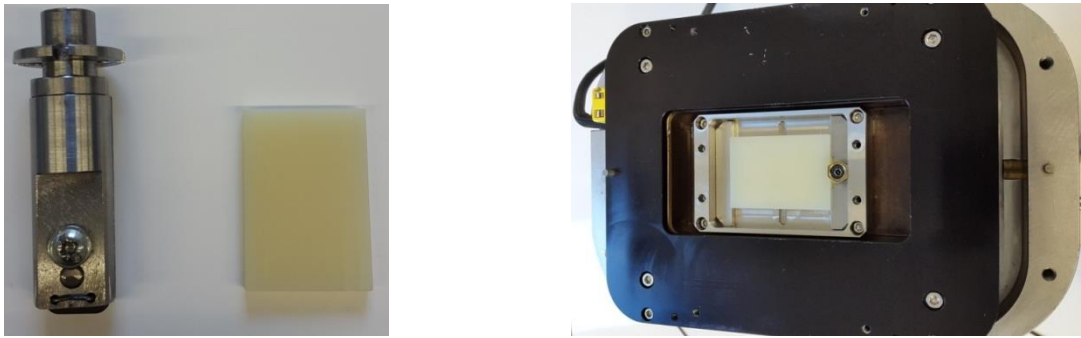


Fig. II.4.23. Eclisa și placa de poliamidă

Testele sunt precedate de o perioadă de o oră de rodaj, pentru fiecare din aceste poliamide, rodaj realizat cu o forță normală de apăsare egală cu $F=5$ N, frecvența mișcării de translație egală cu $\nu=1$ Hz la temperatura de 25 °C.

Pentru a reproduce cât mai fidel condițiile de funcționare a transmisiei prin lanț, sunt efectuate teste la temperaturile de 90 °C și, respectiv, 120 °C, considerând forțele de apăsare normală egale cu $F=3$ N, 5 N, 7 N la frecvențe ale mișcării alternative de translație egale cu $\nu=0,25$ Hz, 0,5 Hz, 1 Hz. Variația diferenței procentuale a coeficientului de frecare pentru poliamida PA46 relativ la poliamida PA66 în funcție de forța de apăsare normală, pentru temperaturile de 90 °C și, respectiv, 120 °C, este prezentată în figura II.4.24.

Având în vedere rezultatele obținute, în toate situațiile, pentru ambele poliamide, valoarea coeficientului de frecare scade cu creșterea forței normale de apăsare ceea ce este în concordanță cu rezultatele obținute pentru testarea în condiții nelubrificate prezentate în [25]. Pentru poliamida PA46 se obțin coeficienți de frecare mai mici decât în cazul poliamidei PA66 în situația utilizării acesteia la temperaturi mari (120 °C) și forțe de apăsare normală mari (în cazul aplicării unei forțe de apăsare egală cu $F=7$ N ceea ce corespunde unei presiuni locale egală cu 0,36 MPa, coeficientul de frecare la temperatura egală cu 120 °C este mai mic cu până la 5% pentru poliamida PA46 decât coeficientul de frecare pentru poliamida PA66.

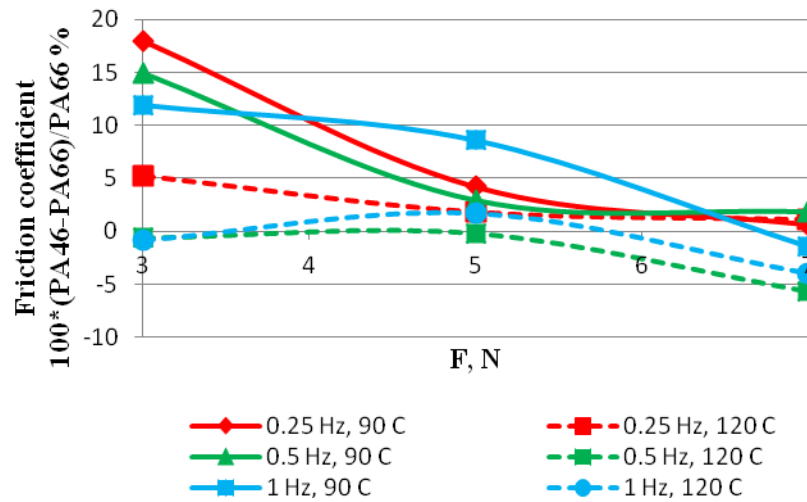


Fig. II.4.24. Diferența procentuală a coeficientului de frecare pentru PA46 față de PA66, în funcție de forța normală

Variația diferenței procentuale a coeficientului de frecare pentru poliamida PA46 relativ la poliamida PA66 în funcție de frecvența mișcărilor alternative de translație, pentru trei variante de forțe de apăsare normală ($F=3$ N, 5 N, 7 N), la temperaturile de 90 °C și, respectiv, 120 °C, este prezentată în figura II.4.25.

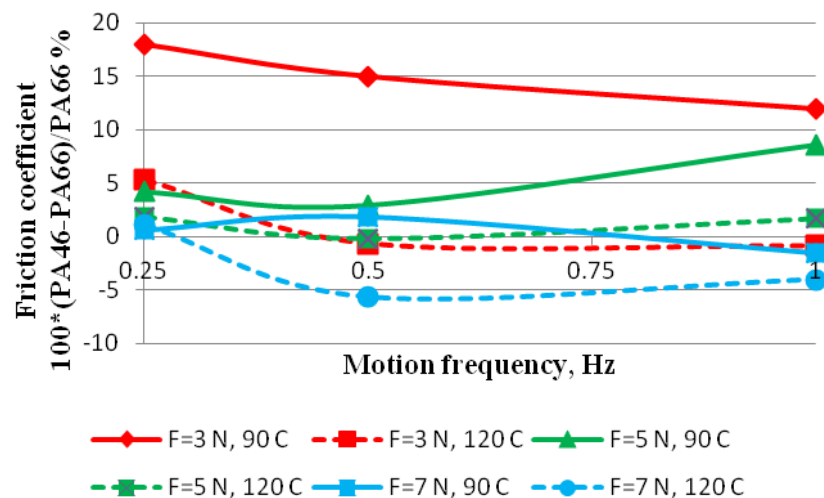


Fig. II.4.25. Diferența procentuală a coeficientului de frecare pentru PA46 față de PA66, în funcție de frecvență

Conform rezultatelor prezentate în figura II.4.25 la temperaturi ridicate - 120 °C - se obțin coeficienți de frecare mai mici pentru poliamida PA46 decât pentru poliamida PA66. Pentru frecvențe mai mari decât 0.5 Hz ceea ce echivalează cu viteze de translație mai mari de 2,33 mm/s, coeficientul de frecare al poliamidei PA46 la 120 °C este cu 5% mai mic decât coeficientul de frecare al poliamidei PA66.

Figura II.4.26 prezintă variația diferenței procentuale a coeficientului de frecare pentru poliamidele PA66 și PA46, în cazul testării la 120 °C relativ la testarea la 90 °C, pentru trei

variante de forțe de apăsare normală ($F=3\text{ N}$, 5 N , 7 N), în funcție de frecvența mișcărilor alternative de translație.

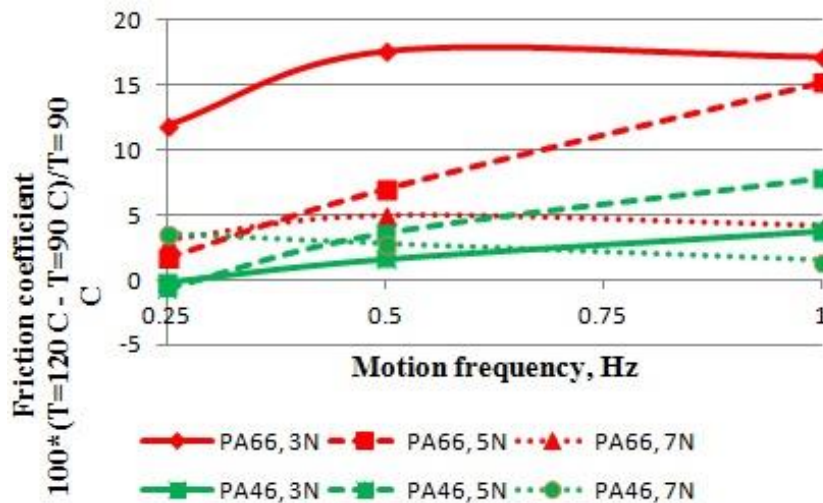


Fig. II.4.26. Diferența procentuală a coeficientului de frecare pentru PA46 față de PA66, în funcție de frecvență

Pentru toate situațiile, menținând aceiași parametrii de testare, coeficientul de frecare pentru poliamida PA46 prezintă o creștere mai redusă (creșterea maximă este de 7,8%) decât coeficientul de frecare pentru poliamida PA66 a cărei creștere maximă este de 17,5% și, odată cu creșterea frecvenței mișcării alternative de translație, această creștere este mai mică.

Ca o concluzie generală, poliamida PA46 are o comportare mai stabilă, din punctul de vedere al fenomenului de frecare, în contactul cu eclisa lanțului decât poliamida PA66, în situația unei mișcări relative de translație.

Valorile coeficienților de frecare ale poliamidei PA46, la temperaturi ridicate ($120\text{ }^{\circ}\text{C}$) sunt mai mici decât valorile coeficienților de frecare ale poliamidei PA66; această concluzie este valabilă și în cazul forțelor de apăsare mari (corespunzătoare unor presiuni mai mari de $0,36\text{ MPa}$ realizate de către patină pe eclise) și în cazul unor frecvențe ale mișcării alternative mari (corespunzătoare unor viteze liniare mai mari de $2,33\text{ mm/s}$). De asemenea uzura are valori mai mici pentru poliamida PA46 decât pentru poliamida PA66.

În continuare, se studiază fenomenul de frecare din contactele punctiforme de tipul bilă de oțel/disc de poliamidă PA66 și PA46.

II.4.5. Testări tribologice ale contactului punctiform oțel/PA66, PA46

Contactele punctiforme de tipul oțel/poliamidă sunt prezente în cercetările recente realizate în domeniul rulmenților, ghidajelor și al șuruburilor cu bile, în vederea identificării unor soluții de materiale noi utilizate în construcția componentelor aflate în mișcare relativă, soluții care să ducă la creșterea eficienței prin obținerea unor coeficienți de frecare mici, fiabilități și durate de funcționare mărite.

Pentru testarea tribologică a contactului punctiform oțel/PA66, PA46 - cu cercetările autorului prezentate în [63] - se utilizează modulul de rotație al al tribometrului UMT [137], modul în care elementul care realizează apăsarea cu forță normală are montată o bilă executată din oțel (fig.II.4.27.) care intră în contact cu discurile executate din poliamida PA66 și, respectiv, PA46, discurile aflate în mișcare de rotație - fig. II.4.28.

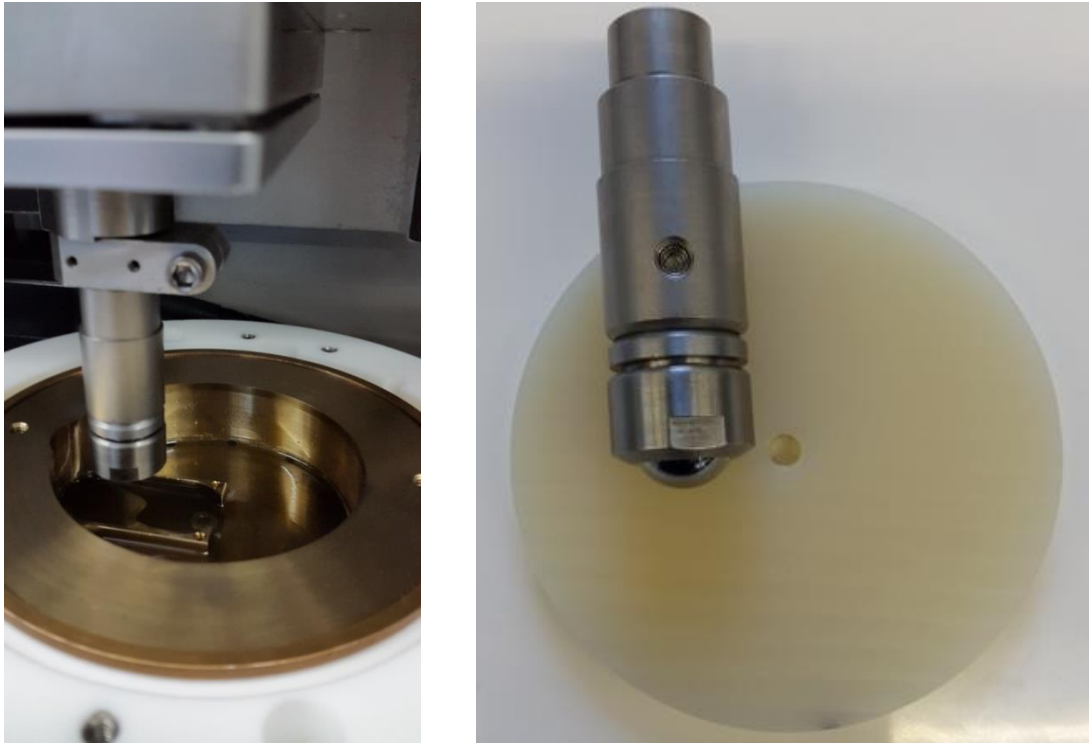


Fig. II.4.27. Modulul de rotație - contactul bilă/disc

Testele încep cu o perioadă de o oră de rodaj, în care viteza de rotație a discului este egală cu $n=500$ rot/min iar poziția verticală a dispozitivului de apăsare cu bilă este menținută constantă; rodajul se realizează la temperatura ambientală egală cu $T=21$ °C.

După perioada de rodaj, se desfășoară teste pentru cele două tipuri de poliamide, la temperaturile de $T=90$ °C și $T=120$ °C, cu forțe de apăsare normală egale cu $F=3$ N, 5 N, 7 N și viteze de rotație ale discurilor egale cu $n=5$ rot/min, 1500 rot/min, 3000 rot/min.



Fig. II.4.28. Discurile executate din poliamida PA66 și, respectiv, PA46

În figurile următoare (fig.II.4.29 și fig.II.4.30) este prezentată influența temperaturii asupra coeficientului de frecare pentru contactul punctiform dintre bilă și discurile realizate din poliamidele PA66 și, respectiv, PA46. Aceste grafice indică variația procentuală a coeficienților de frecare măsurați la temperatura de 120 °C relativ la coeficienții de frecare măsurați la temperatura de 90 °C în funcție de forța de apăsare normală (v. fig.II.4.29) și în funcție de viteza de rotație (v. fig.II.4.30).

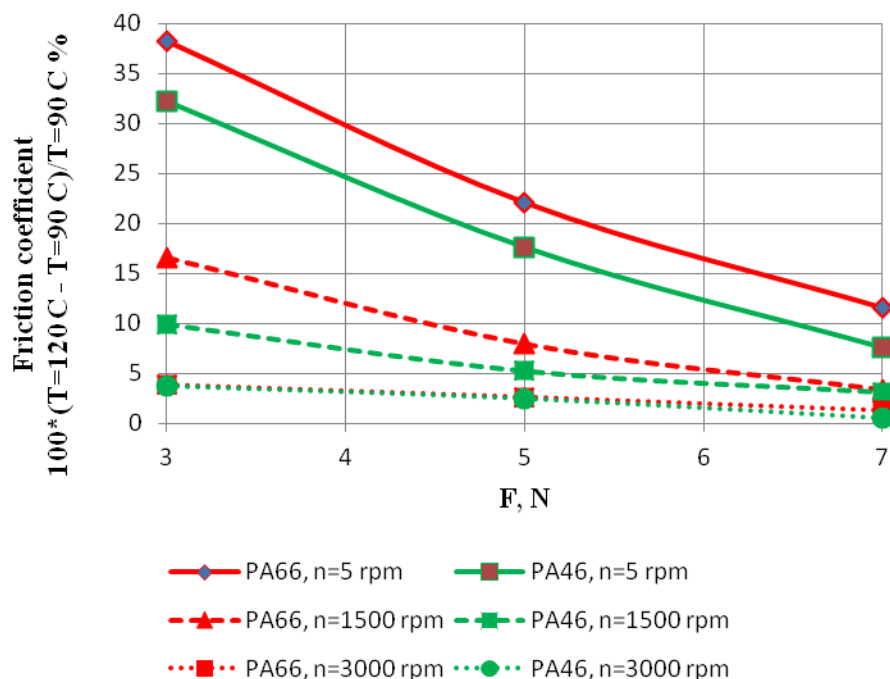


Fig. II.4.29. Variația procentuală a coeficienților de frecare la 120 °C relativ la 90 °C, în funcție de forța normală

În toate condițiile de testare, coeficientul de frecare are valori mai mari pentru temperatura egală cu 120 °C decât în situația în care temperatura este egală cu 90 °C. Pentru forțe de apăsare normală reduse, variația procentuală a coeficientului de frecare este mare (aproape 40% pentru poliamida PA66) și are valori mici pentru forțe de apăsare normală mari (valori mai mici cu

aproximativ 5% pentru ambele poliamide la forțe de 7 N); pentru ambele poliamide variația procentuală a coeficientului de frecare scade cu creșterea forței normale, ceea ce este în concordanță cu rezultatele obținute în literatura de specialitate pentru testarea contactului bilă de oțel/suprafață realizată din poliamida PA66 [25].

În toate condițiile de testare, variația procentuală a coeficientului de frecare în cazul poliamidei PA66 este mai mare decât cea a poliamidei PA46; această variație este aproape aceeași ca valoare pentru forțe de apăsare normală mari $F=7$ N (fig. II.4.30).

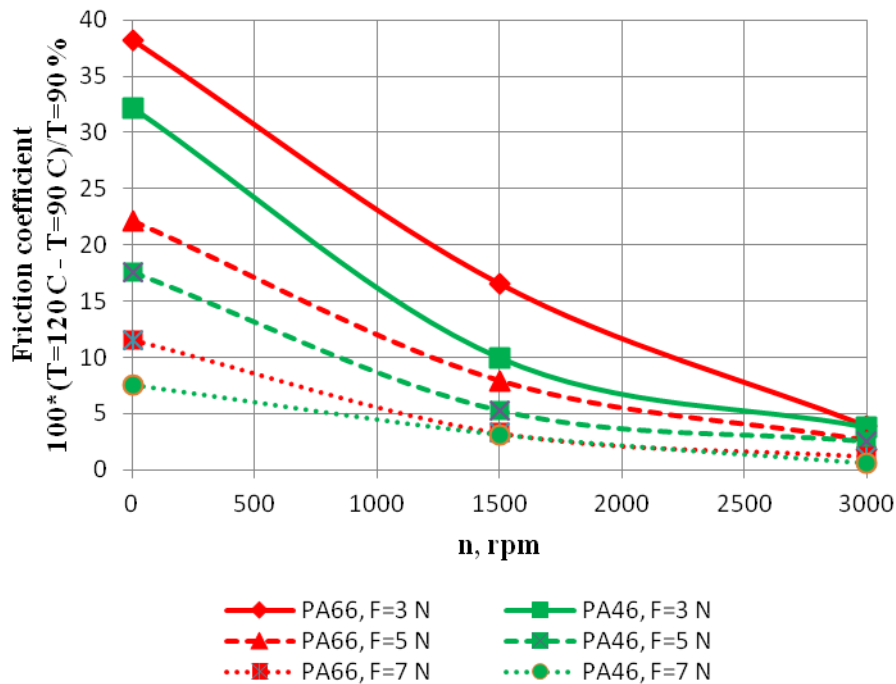


Fig. II.4.30. Variația procentuală a coeficienților de frecare la 120 °C relativ la 90 °C, în funcție de turație

Ținând seama de rezultatele obținute în figura II.4.31, variația procentuală a coeficientului de frecare scade cu creșterea vitezei de rotație, pentru ambele poliamide; valori mai mari ale variației procentuale, în aceleași condiții de testare, se regăsesc în cazul poliamidei PA66.

Diagramele următoare prezintă variația procentuală a coeficientului de frecare pentru poliamida PA46 relativ la poliamida PA66, în funcție de parametrii de testare - forța de apăsare normală, viteza de rotație a discului și temperatura mediului de testare.

În figura II.4.31 se prezintă diagrama de variație procentuală a coeficientului de frecare pentru poliamida PA46 relativ la poliamida PA66, în funcție de forța de apăsare normală. În toate situațiile poliamida PA46 are valoarea coeficientului de frecare mai mică decât poliamida PA66, cu diferențe mai mari (32%) în cazul forțelor de apăsare normală mici - $F=3$ N - și temperaturi mari - 120 °C.

Graficul de variație procentuală a coeficientului de frecare pentru poliamida PA46 relativ la poliamida PA66, în funcție de viteza de rotație a discului este prezentat în figura II.4.32; diferențe mai mari între coeficienți de frecare ai celor două poliamide se regăsesc în cazul vitezelor de rotație mici (5 - 1000 rpm) și ai temperaturilor mari de 120 °C.

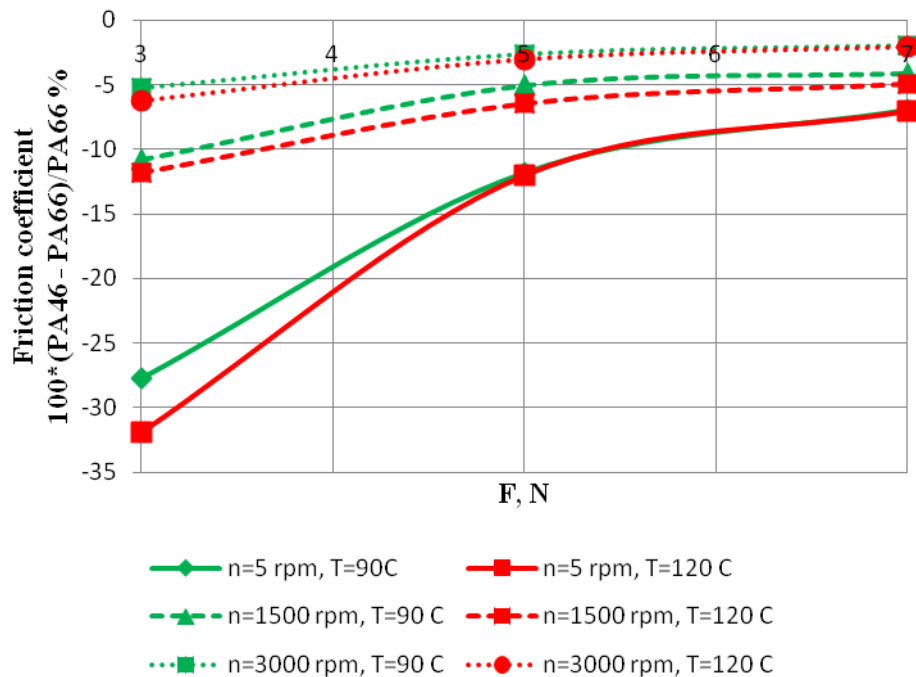


Fig. II.4.31. Variația procentuală a coeficientului de frecare al PA46 relativ la PA66, în funcție de forță

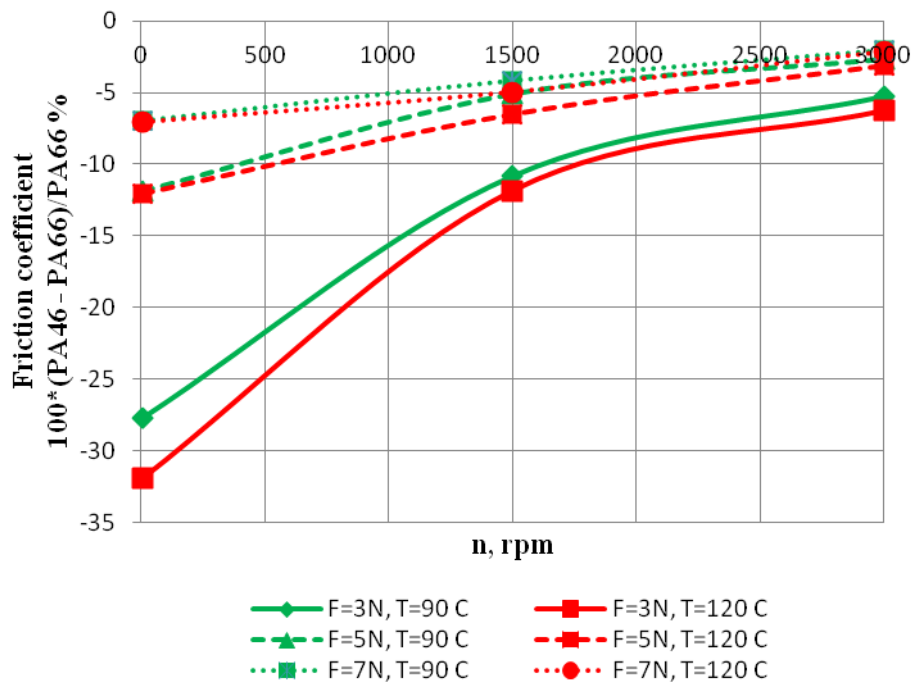


Fig. II.4.32. Variația procentuală a coeficientului de frecare al PA46 relativ la PA66, în funcție de turație

Diferențele dintre valorile coeficienților de frecare ai poliamidei PA46 și cei ai poliamidei PA66 sunt mici (diferențe maxime de până la 10%) pentru forțe de apăsare normală mai mari de $F=5$ N și viteze de rotație ale discului mai mari de 1500 rot/min; ținând seama de raza pe care se realizează contactul dintre bila de oțel și discul de poliamidă această turație corespunde unei viteze instantanee liniare egală cu 1,7 m/s.

Poliamida PA46 este caracterizată prin coeficienți de frecare notabil mai mici în cazul forțelor de apăsare normală de până la $F=5$ N, turații de până la 1500 rot/min (echivalent cu viteze liniare de până la 1,7 m/s) și temperaturi mari (120 °C).

Ca o concluzie generală, poliamida PA46, în toate situațiile testate, are coeficienți de frecare mai mici decât poliamida PA66.

II.4.6. Poliamide noi. Testări tribologice ale contactului de tip suprafață

Creșterea eficienței transmisiilor mecanice, este realizată, în mare măsură, prin găsirea unor soluții de materiale noi caracterizate prin proprietăți antifricțiune, masă specifică redusă, rezistență la uzură, păstrarea proprietăților mecanice la temperaturi de lucru mari (până la 220 °C). Pe de altă parte, este necesar ca aceste materiale să fie caracterizate prin costuri de producție scăzute și tehnologicitate simplă.

Necesitatea identificării de soluții pentru reducerea frecărilor dintre elementele componente ale transmisiilor mecanice aflate în mișcare relativă, precum și uzare redusă, a dus la realizarea de cercetări, atât de către universități, instituții de cercetare, cât și de către firmele specializate, în vederea creerii de noi materiale cu proprietăți antifricțiune; în acest sens, o clasă de materiale care răspunde acestor cerințe o reprezintă poliamidele - cu precădere grupele de poliamide PA66 și PA46 [2, 4, 8, 9, 17, 24, 25, 28, 64, 65, 67, 68, 78, 80, 96, 98, 101, 102, 106, 110, 129, 130, 131].

Prin cercetări, într-o primă etapă s-au dezvoltat poliamidele PA66 [2, 4, 9, 17, 25, 64, 65, 67, 69, 78, 80, 96, 98, 101, 102] fiind caracterizate prin rigiditate ridicată, variații scăzute ale dimensiunilor cu variația temperaturii, duritate mare, rezistență la abraziune, variații scăzute ale dimensiunilor în cazul unor încărcări mari (datorită valorilor ridicate ale modulului lui Young). Aceste poliamide sunt utilizate în cazul unor încărcări (presiuni) mari și temperaturi de până la 100 °C [2, 4, 9, 17, 25, 64, 65, 67, 69, 78, 80, 96, 98, 101, 102].

Ținând seama de condițiile de exploatare, a apărut necesitatea îmbunătățirii proprietăților de antifricțiune, rezistență la uzură și păstrarea proprietăților mecanice la temperaturi de până la 220 °C; în acest sens, s-a dezvoltat, prin cercetări amănunțite, clasa de poliamide PA46 care își păstrează caracteristicile de material până la aceste temperaturi ridicate și sunt caracterizați, la aceste temperaturi, de coeficienți de frecare mai mici în contact cu piesele din oțel, decât poliamidele PA66 [8, 24, 96, 129].

În ultima perioadă, prin cercetări recente, se aduc îmbunătățiri notabile poliamidelor prin adăugarea în componența

acestora a grafitului [68, 98, 110, 130] și a Teflonului (PTFE) [149, 150, 151].

Prin adăugarea grafitului în compoziția internă a poliamidelor PA6 se obțin materiale cu masa specifică redusă, rezistență mecanică ridicată, proprietăți de autolubrifiere (proprietate datorată prezenței grafitului în compoziția poliamidei), proprietăți de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, rezistență la coroziune, simplitate tehnologică și costuri de fabricație reduse [98, 110]. Astfel, aplicațiile acestei poliamide se referă la industria aerospațială, industria constructoare de mașini și automobile, electronică și industria chimică [68, 98, 110, 130].

Adăugarea Teflonului (PTFE) în compoziția poliamidelor PA46 este preocuparea actuală a firmelor producătoare de poliamide [149, 150, 151] cu aplicație directă în industria constructoare de automobile cu bune proprietăți antifricțiune și rezistență la uzură la temperaturi înalte (până la 220 °C), masă specifică scăzută, precum și păstrarea proprietăților de material la aceste temperaturi [149, 150, 151]. De exemplu, prin utilizarea acestor poliamide modificate cu Teflon (PTFE) la construcția părții active a patinei de întindere a lanțului transmisiei de distribuție, producătorii poliamidei susțin faptul că se realizează o creștere a eficienței transmisiei prin lanț care duce la o economie de combustibil cu 1% [96].

Studiul literaturii de specialitate indică faptul că cercetările în domeniul proprietăților tribologice ale poliamidelor PA46 modificate cu Teflon (PTFE) sunt reduse, firmele producătoare fiind deocamdată în stadiul de studiu al noii grupe de poliamide PA46 modificată cu Teflon (PTFE), aceste materiale fiind implementate în industria constructoare de automobile începând cu anul 2016. Astfel, apare necesitatea testării comportamentului tribologic al acestor materiale în diferite condiții de laborator și identificarea, comparativ cu poliamidele PA66 și PA46, a proprietăților tribologice ale acestora.

Testele se realizează pe modulul de rotație al tribometrului UMT prezentat la testele anterioare [123] utilizându-se un contact de tip suprafață dintre un știft de oțel și materialele PA66, PA46 și, respectiv PA46 modificat cu Teflon (PTFE), aflate în mișcare de rotație.

Materialele PA66, PA46 și, respectiv PA46 modificat cu Teflon (PTFE) sunt utilizate sub forma unor plăcuțe (fig. II.4.33) care se montează pe un disc - fig. II.4.34.



Fig. II.4.33. Plăcuțele PA66, PA46 și, respectiv PA46 modificat cu Teflon (PTFE)

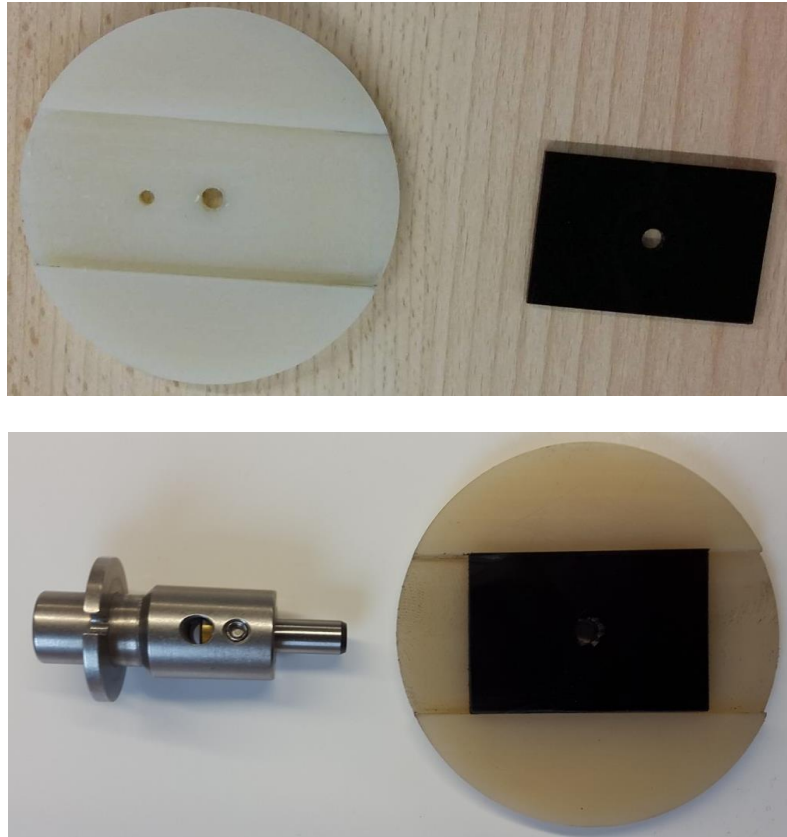


Fig. II.4.34. Montarea plăcuței pe disc

Discul este montat în interiorul modulului de rotație al tribometrului iar contactul se realizează între știftul care realizează forța de apăsare normală și plăcuțele executate din materialele PA66, PA46 și, respectiv PA46 modificat cu Teflon (PTFE) - fig. II.4.35.

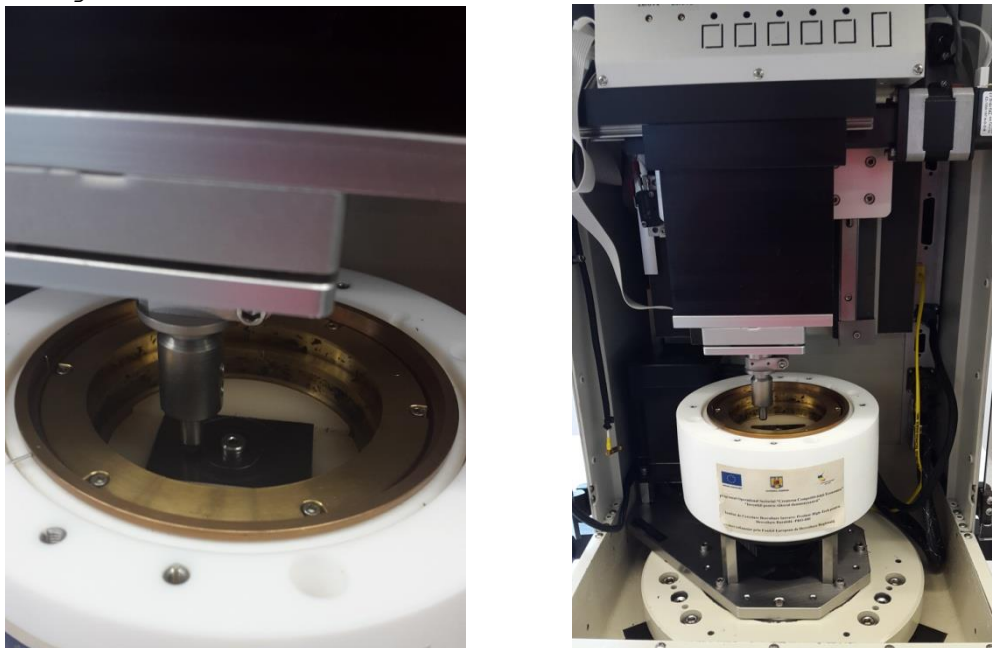


Fig. II.4.35. Montarea modulului de rotație

Pentru a se studia comparativ proprietățile tribologice ale celor trei poliamide, în continuare se realizează testări în condiții lubrificate, la temperatura mediului de testare egală cu $T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, pentru vitezele periferice $v=1,6\text{ m/s}$ și $3,2\text{ m/s}$ în condițiile unor forțe de apăsare normală egale cu $F=7\text{ N}$. Valorile coeficientului de frecare sunt prezentate în figura II.4.36.

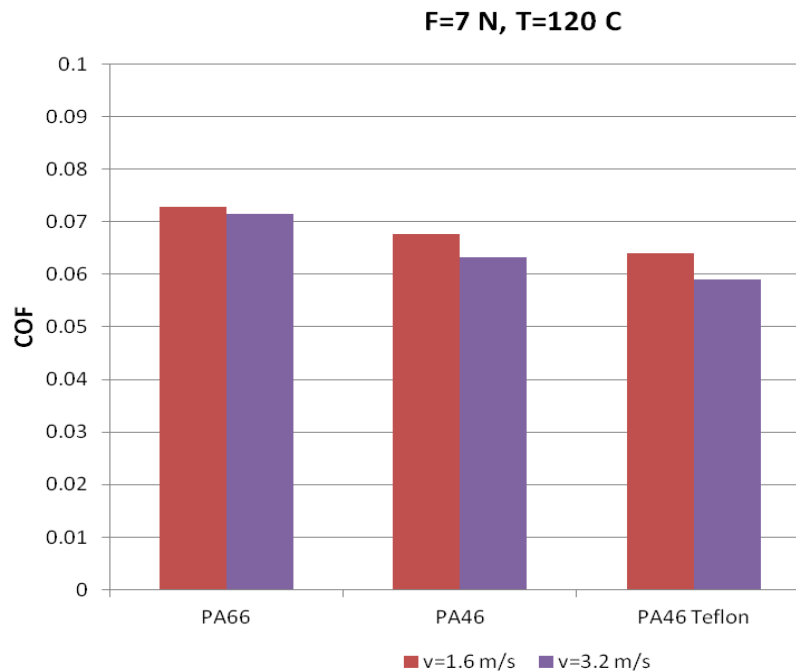


Fig. II.4.36. Coeficientul de frecare

Valoarea coeficientului de frecare, pentru toate poliamidele scade cu creșterea vitezei periferice, fenomen confirmat și de rezultatele testărilor realizate tot în cazul unui contact de tip știft pe disc în [37]; cele mai reduse valori ale coeficientului de frecare sunt în cazul poliamidei PA46 modificate cu Teflon (PTFE).

Figura II.4.37 prezintă procentual, diferențele coeficienților de frecare pentru poliamida PA46 și pentru poliamida PA46 modificată cu Teflon (PTFE) față de valoarea coeficientului de frecare în cazul poliamidei PA66, determinate în pentru forța normală de apăsare egală cu $F=7\text{ N}$, viteza periferică $v=3,2\text{ m/s}$ și temperatura $T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$.

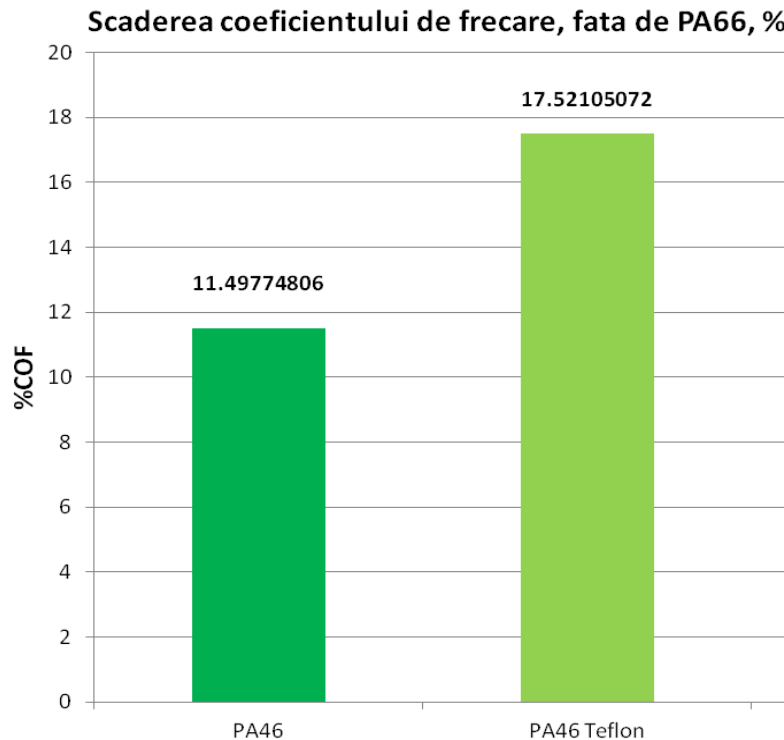


Fig. II.4.37. Diferența coeficienților de frecare față de PA66;
 $F=7$ N, $v=3,2$ m/s, $T=120$ °C

După cum se poate observa, poliamida PA46 are valoarea coeficientului de frecare cu aproximativ 11,5% mai mică decât valoarea coeficientului de frecare al poliamidei PA66, iar poliamida PA46 modificată cu Teflon (PTFE) are valoarea coeficientului de frecare mai mică cu aproximativ 17,5% decât poliamida PA66; diferența procentuală față de coeficientul de frecare al poliamidei PA46 este de 6.8%.

II.4.7. Prelucrarea datelor experimentale

Măsurarea mărimilor fizice presupune măsurări multiple ale aceleiași mărimi, în aceleiași condiții de testare. Procesele de măsurare generează, într-o oarecare măsură, un set de valori aleatoare ale aceleiași mărimi fizice care poate duce la concluzii eronate în ceea ce privește fenomenul fizic reprodus prin testare.

Setul de valori aleatoare rezultat în urma măsurării unei mărimi fizice în aceleiași condiții poate avea ca și cauză lipsa de control asupra unor variabile care afectează procesul de măsurare sau o precizie foarte redusă a sistemului de măsurare [125, 126].

Se pune problema, pentru un set de valori obținut în urma repetării de n ori a măsurătorilor, care din aceste valori pot fi păstrate ca valori „conforme” și care din aceste valori este necesar să fie eliminate ca nefiind conforme. Spre exemplificare, se consideră ca studiu datele măsurate în subcapitolul **II.4.6. Poliamide noi. Testări tribologice ale contactului de tip suprafață** iar ca metodă utilizată în selecția datelor s-a utilizat metoda *modified Thompson τ technique* din documentul *Measurement Uncertainty* (American Society of Mechanical Engineers - ASME, 1998).

La testele din asupra poliamidelor prezentate în subcapitolul II.4.6, acestea au fost repetate de 5 ori. Pentru aplicarea metodei *Thompson* τ modificată, se parcurg etapele prezentate în continuare.

Pentru fiecare din cele 5 seturi de valori se calculează media acestora

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (\text{II.4.1})$$

cu $n=5$ reprezentând numărul de teste realizate pe același tip de materiale, în aceleași condiții de testare și x_i valoarea măsurată a coeficientului de frecare la testarea i din același set.

În continuare, pentru fiecare din cele $n=5$ seturi de valori se calculează deviația standard a acestora cu relația [126]

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{II.4.2})$$

și, mai departe se ordonează în interiorul fiecăruia din cele $n=5$ seturi de valori, valorile măsurate în ordine crescătoare; mărimile cu valoarea minimă și, respectiv, maximă sunt susceptibile de a fi eliminate din set.

Pentru valorile minime și maxime măsurate în fiecare set, se calculează deviația valorii cu relația

$$\delta_m = |x_{\min} - \bar{x}| \quad (\text{II.4.3})$$

pentru deviația valorii minime și

$$\delta_M = |x_{\max} - \bar{x}| \quad (\text{II.4.4})$$

pentru deviația valorii maxime; se alege

$$\delta_{Max} = \max(\delta_m, \delta_M). \quad (\text{II.4.5})$$

În continuare, în funcție de numărul de măsurători efectuate asupra aceluiaș material, în aceleași condiții (în cazul de față $n=5$) din documentul *Measurement Uncertainty (American Society of Mechanical Engineers - ASME, 1998)* se alege valoarea parametrului τ (pentru $n=5$, $\tau = 1,572$ [110]); pentru $n=4$, $\tau = 1,393$ iar pentru $n=3$, $\tau = 1,150$ [126].

Dacă condiția [110]

$$\delta_{Max} > \tau S \quad (\text{II.4.6})$$

este îndeplinită, atunci valoarea măsurată din set, corespunzătoare maximului deviației este eliminată. Se reparcurg etapele (II.4.1) ... (II.4.6) până când condiția (II.4.6) nu mai

e îndeplinită și, în acest caz valoarea măsurată acceptată a setului se consideră a fi egală cu media calculată cu valoarea (II.4.1).

În urma aplicării în subcapitolul II.4.6 a acestui algoritm, se poate concluziona că, din 30 de valori măsurate în totalitate, s-au eliminat 4 valori (s-au eliminat 13,33% din valori - fig. II.4.38); repartitia valorilor eliminate și, respectiv păstrate, pentru fiecare din poliamidele testate este vizualizată în figura II.4.39. Practic, în cazul a 27 de seturi de valori s-au utilizat pentru calculul mediei toate cele 5 valori din set, în două cazuri s-au utilizat pentru calculul mediei 4 valori din set și, într-un singur caz, media s-a calculat numai cu 3 valori din setul de 5 valori măsurate - fig. II.4.40.

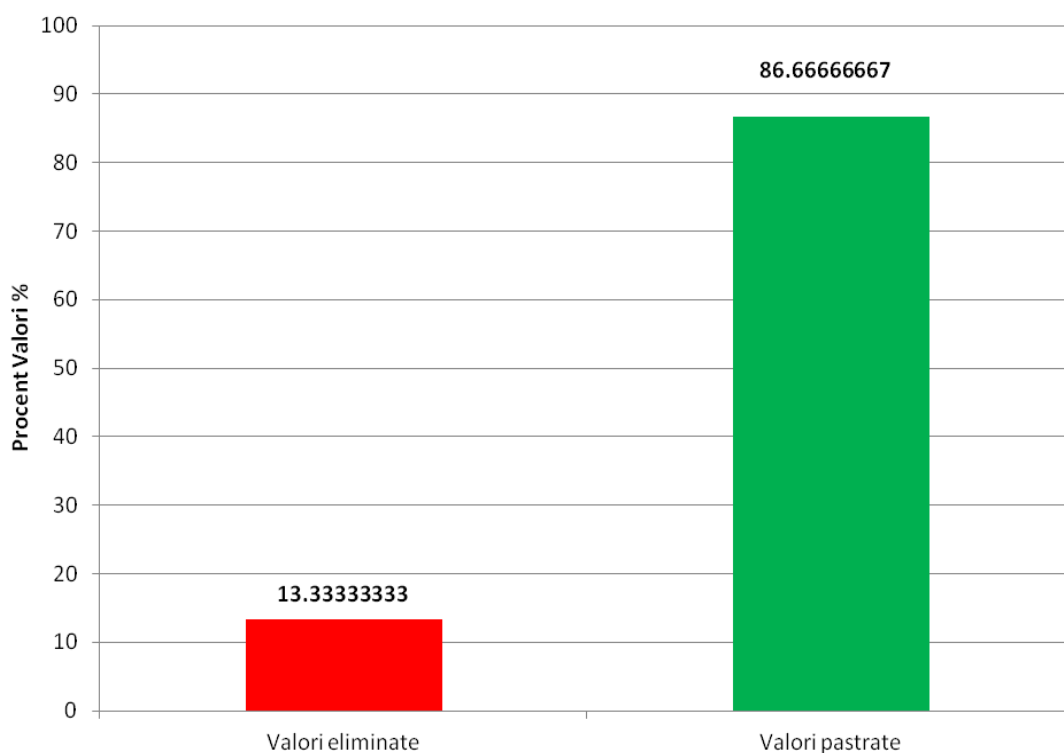


Fig. II.4.38. Număr total valori utilizate la prelucrarea datelor PA66, PA46, PA46 Teflon (PTFE)

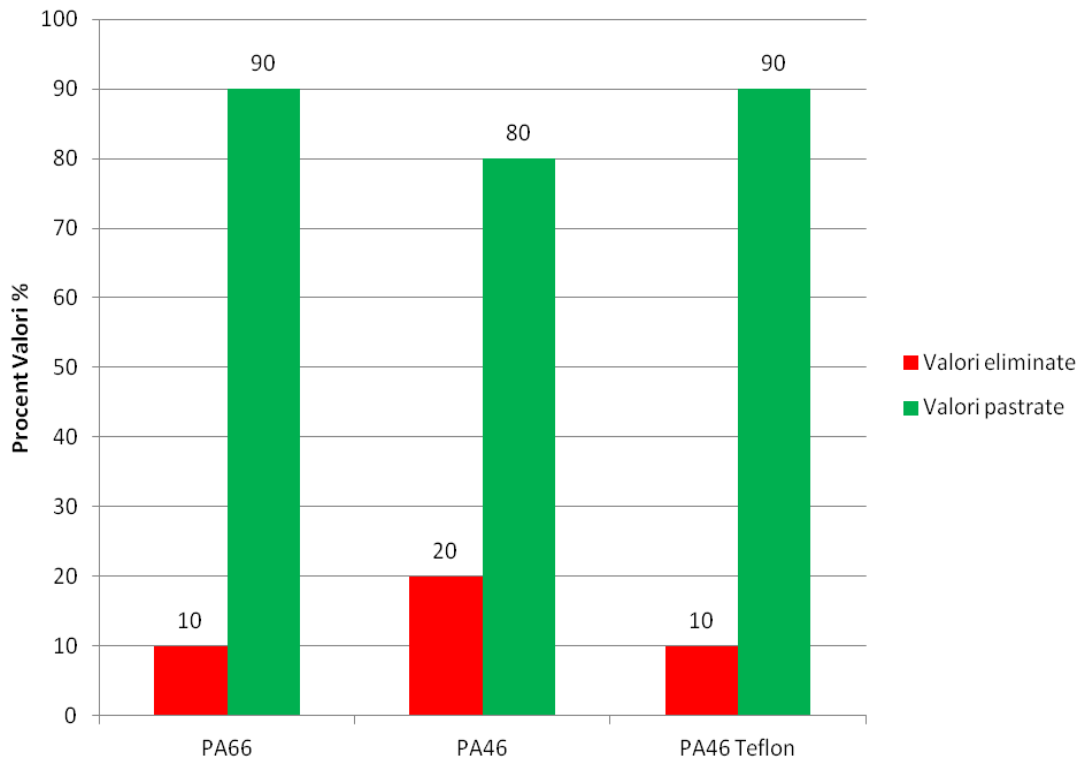


Fig. II.4.39. Repartizarea numărului total valori utilizate pe poliamidele testate

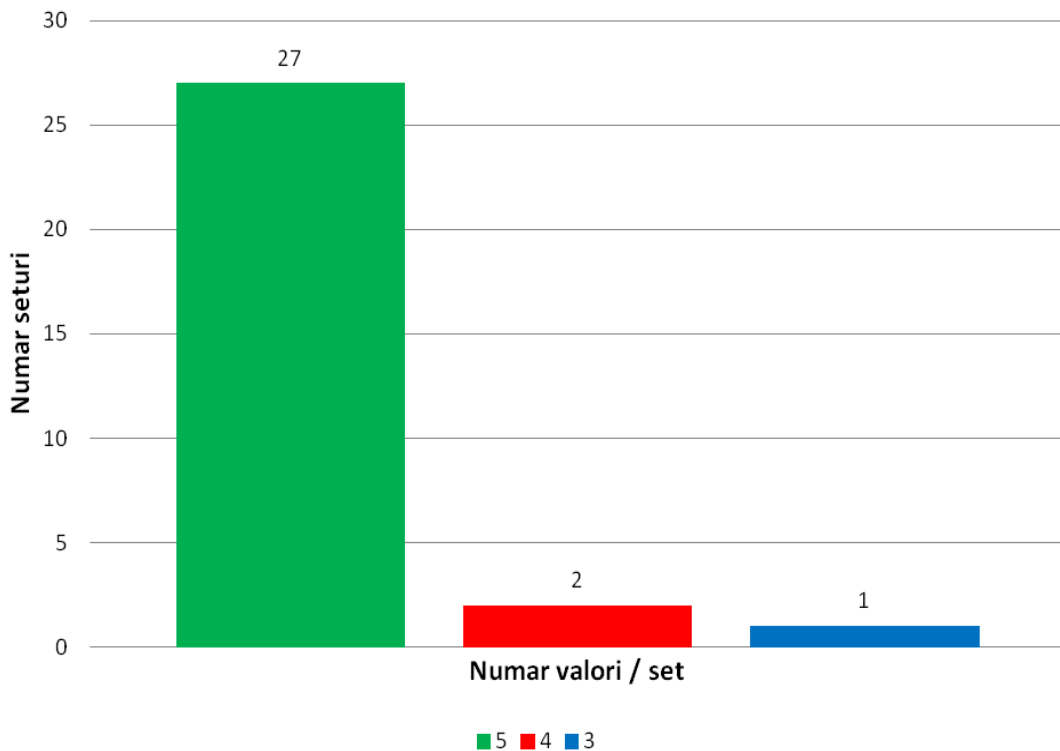


Fig. II.4.40. Numărul de valori/set utilizate pentru calculul mediei

Valorile coeficientului de frecare, înainte și după aplicarea metodei *modified Thompson τ technique*, în cazurile în care au fost eliminate valori măsurate, sunt prezentate în figura II.4.41.

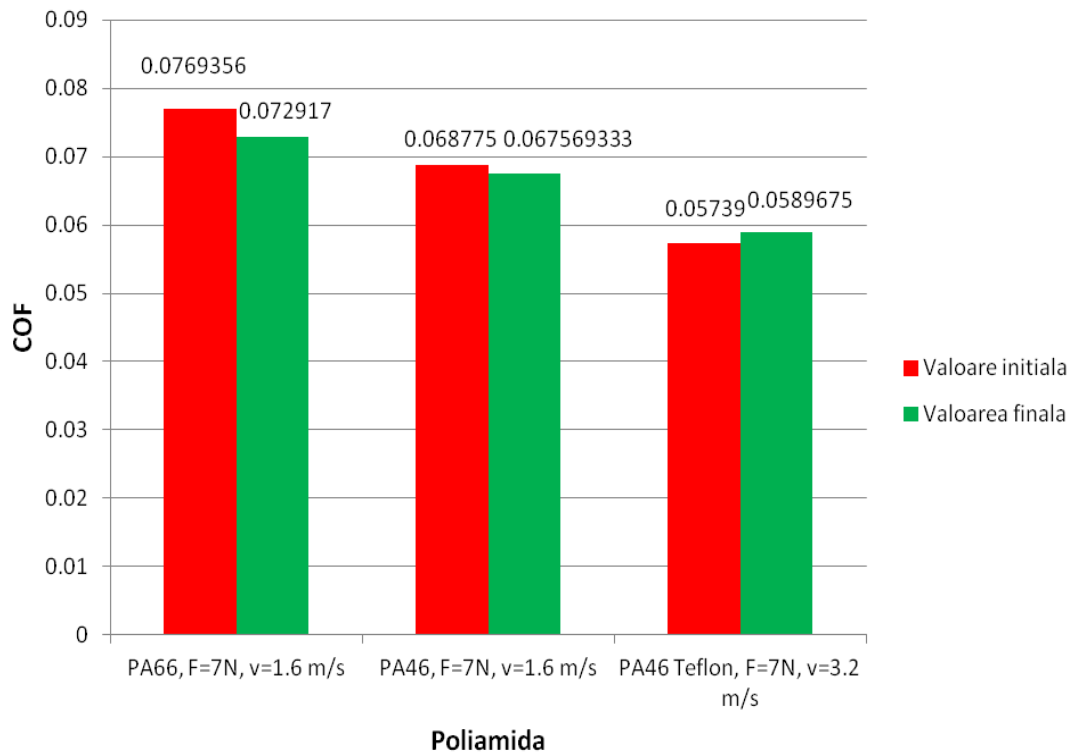


Fig. II.4.41. Coeficientul de frecare înainte și după aplicarea metodei modified Thompson τ

Diferențele între valorile coeficientului de frecare înainte și după aplicarea metodei *modified Thompson τ technique* nu sunt mari; aceste diferențe pot fi vizualizate procentual, pentru fiecare material, în figura II.4.42.

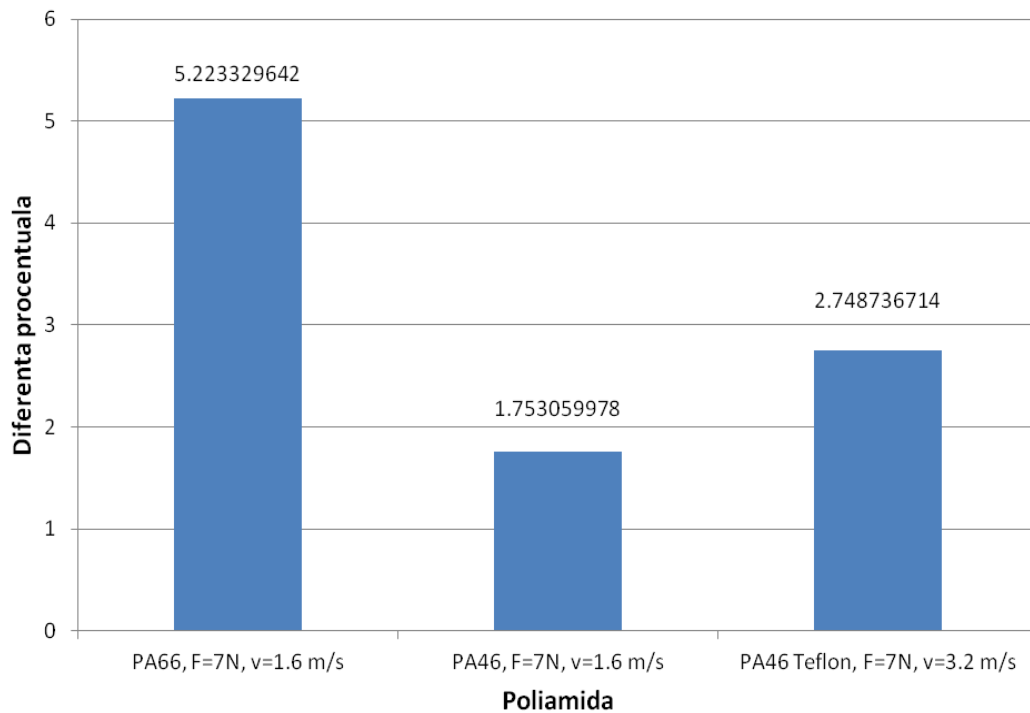


Fig. II.4.42. Diferența procentuală dintre coeficienții de frecare înainte și după aplicarea metodei modified Thompson τ

După cum se poate observa în figura II.4.42, diferențele procentuale în cazul coeficienților de frecare determinați înainte și după aplicarea metodei *modified Thompson τ* , sunt relativ mici (până în aproximativ 5%), însă conferă datelor finale conformitate, în acord cu literatura de specialitate - documentul *Measurement Uncertainty (American Society of Mechanical Engineers - ASME, 1998)*.

II.5. Concluzii

Cercetările asupra aspectelor funcțional - constructive ale transmisiilor mecanice au urmărit obținerea de gabarite reduse ale transmisiilor mecanice, identificarea condițiilor de funcționare și a materialelor componentelor pentru care aceste transmisii au randament mărit și implicit durate de funcționare mai mari. Astfel, au fost realizate cercetări asupra frecării în rulmenți, asupra aspectelor constructive ale transmisiilor prin curele trapezoidale și prin lanț, precum și asupra frecării dintre patina de întindere și lanț.

În ceea ce privește analiza funcțională a rulmenților se poate concluziona că:

- Momentul de frecare crește cu creșterea forței radiale, în cazul rulmenților radiali cu bile, în intervalul 1 N ... 45 N, iar în cazul rulmentului radial-axial cu bile, în intervalul 1 N ... 20 N. Cele mai mari valori ale momentului de frecare se înregistrează în cazul rulmentului radial cu bile etanșat pe ambele părți și al rulmentului radial cu bile pe două rânduri.
- Valoarea momentului de frecare, după un interval inițial de creștere indicat la punctul anterior, scade cu creșterea forței, în cazul rulmenților radiali; numai în cazul rulmentului radial-axial cu bile apare o ușoară creștere a momentului de frecare cu creșterea forței radiale, pe toată durata testului.
- În cazul rulmentului radial cu bile pe două rânduri apare cea mai mare descreștere a momentului de frecare pentru intervalul de variație a forței radiale 45 N ... 145 N; după valoarea forței radiale de 145 N, rulmentul radial cu bile pe două rânduri are cel mai mic moment de frecare.
- Momentul de frecare are o creștere însemnată până la turația de aproximativ 500 rot/min, după această valoare, creșterea fiind mai redusă. Ca o concluzie generală, momentul de frecare în rulmentul etanșat este mai mare decât dublul în cazul rulmenților ne-etanșați.
- Valori maxime ale momentului de frecare se obțin în cazul rulmentului etanșat, obținându-se și maxime locale pentru o încărcare radială de 45 N. Variația momentului de frecare pentru încărcări mai mari de 45 N este nesemnificativă; pentru o încărcare radială constantă de 500 N, o ușoară creștere a momentului de frecare se poate observa numai pentru turații ale inelului interior al rulmentului mai mari de 500 rot/min.
- Pentru toate valorile forței radiale considerate, valori maxime ale presiunii de contact se obțin în cazul rulmentului

radial cu bile etanșat pe ambele părți; maxime locale are presiunii maxime de contact sunt obținute în jurul valorii forței radiale de 45 N. În cazul rulmentului cu bile pe două rânduri se obțin cele mai mici valori ale presiunii maxime de contact.

- Presiunea maximă de contact are o variație nesemnificativă cu variația turației inelului interior al rulmentului, putând fi considerată aproape constantă; cele mai mari valori ale presiunii maxime de contact se obțin în cazul rulmentului radial cu bile etanșat pe ambele părți. Cea mai mare variație a presiunii maxime de contact se înregistrează în cazul rulmentului etanșat (o variație de 3,16% a presiunii maxime de contact pentru o variație a turației inelului interior al rulmentului între 10 rot/min și 2500 rot/min); cea mai mică variație a presiunii maxime de contact are loc în cazul rulmentului cu bile pe două rânduri - 0,46%.
- Pentru o creștere cu 100% a turației inelului interior, în cazul rulmentului cu bile pe două rânduri se constată o creștere a momentului de frecare cu 31,13%; cea mai mică creștere a momentului de frecare este în cazul rulmentului etanșat pe ambele părți - 2,80%. Deci, ținând seama de variația momentului de frecare cu turația, rulmentul etanșat pe ambele părți are funcționarea cea mai stabilă.
- Variația presiunii maxime de contact cu turația inelului interior al rulmenților este nesemnificativă. Pentru o creștere cu 100% a turației se obține cea mai mare creștere a presiunii maxime de contact - 0,32% în cazul rulmentului radial-axial cu bile; pentru ceilalți rulmenți creșterea presiunii maxime de contact nu depășește 0,08%.

În ceea ce privește analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin curele trapezoidale se poate concluziona că:

- Față de curelele *SPZ*, curelele *SPA* asigură distanțe dintre axe mai mici datorită valorilor mai mari ale diametrelor primitive ale roților.
- Datorită valorii mari a puterii nominale transmise de o curea, utilizarea curelei de tip *SPA* conduce la un număr mai mic de curele decât cureaua de tip *SPZ*.
- Valorile mici ale frecvenței încovoierilor duc la durabilități ridicate, valori care se obțin în cazul curelelor de tip *SPA*, pentru valori mari ale lungimi preliminare a curelei.
- Alegerea pentru exploatare a curelei de tip *SPA* conduce la obținerea unui număr redus de curele și a unei distanței dintre axe mai mici decât în cazul curelei de tip *SPZ*. Din punct de vedere al încărcării cu forța de tracțiune, cureaua de tip *SPA* poate fi încărcată cu forțe mai mari decât cureaua de tip *SPZ*, obținându-se tensiuni echivalente mai mici.

În ceea ce privește analiza funcțional - constructivă a transmisiilor prin lanț se poate concluziona că:

- Pentru patina cu raza mai mare presiunea locală de contact are, de asemenea, un punct de maxim în zona în care acționează

elementul de apăsare, atât în cazul ecliselor interioare și a celor de ghidare cât și în cazul ecliselor exterioare. Suplimentar față de acest punct de maxim, mai apare un punct de maxim local datorită forțelor de frecare și geometriei patinei, ceea ce influențează dinamica transmisiei.

- Pentru patina cu raza mai mică, chiar dacă numărul ecliselor interioare aflate în contact cu patina de întindere este mai mare decât cel al ecliselor exterioare, în cazul celor din urmă distribuția forței normale specifice este mai uniformă.
- Pentru patina cu raza mai mare, ca și în cazul patinei cu raza mai mică, numărul ecliselor interioare aflate în contact cu patina de întindere este mai mare decât cel al ecliselor exterioare, dar spre deosebire de cazul anterior, distribuția forței normale specifice este mai uniformă în cazul ecliselor interioare.

În ceea ce privește studiul frecării între cuplurile de materiale oțel / poliamidă se poate concluziona că:

- În cazul poliamidei PA46, spre deosebire de cazul poliamidei PA66, uzura are o variație mult mai mică, pentru contactul eclisă/disc.
- Valoarea uzurii poliamidei PA46 scade odată cu creșterea temperaturii (până aproape de valoarea înregistrată a uzurii poliamidei PA66 la temperatura ambientală) datorită proprietăților poliamidelor PA46 la temperaturi înalte, motiv pentru care acestea, spre deosebire de poliamidele PA66, sunt recomandate a fi utilizate la temperaturi de peste 90 °C.
- În cazul mișcărilor alternative de translație, pentru poliamida PA46 se obțin coeficienți de frecare mai mici decât în cazul poliamidei PA66 în situația utilizării acestora la temperaturi mari (120 °C) și forțe de apăsare normală mari (în cazul aplicării unei forțe de apăsare egală cu $F=7$ N ceea ce corespunde unei presiuni locale egală cu 0,36 MPa, coeficientul de frecare la temperatura egală cu 120 °C este mai mic cu până la 5% pentru poliamida PA46 decât coeficientul de frecare pentru poliamida PA66).
- În cazul mișcărilor alternative de translație, la temperaturi ridicate - 120 °C - se obțin coeficienți de frecare mai mici pentru poliamida PA46 decât pentru poliamida PA66. Pentru frecvențe mai mari decât 0.5 Hz ceea ce echivalează cu viteze de translație mai mari de 2.33 mm/s, coeficientul de frecare al poliamidei PA46 la 120 °C este cu 5% mai mic decât coeficientul de frecare al poliamidei PA66.
- În cazul mișcărilor alternative de translație, contactul fiind de tip eclisă/disc, pentru toate situațiile, menținând aceiași parametrii de testare, coeficientul de frecare pentru poliamida PA46 prezintă o creștere mai redusă (creșterea maximă este de 7,8%) decât coeficientul de frecare pentru poliamida PA66 a cărei creștere maximă este de 17,5% și, odată cu creșterea frecvenței mișcării alternative de translație, această creștere este mai mică.

- Pentru contactul punctiform, în toate condițiile de testare, variația procentuală a coeficientului de frecare în cazul poliamidei PA66 este mai mare decât cea a poliamidei PA46; această variație este aproape aceeași ca valoare pentru forțe de apăsare normală mari $F=7$ N.
- Pentru contactul punctiform, variația procentuală a coeficientului de frecare scade cu creșterea vitezei de rotație, pentru ambele poliamide; valori mai mari ale variației procentuale, în aceleași condiții de testare, se regăsesc în cazul poliamidei PA66.
- Pentru contactul punctiform, în toate situațiile poliamida PA46 are valoarea coeficientului de frecare mai mică decât poliamida PA66, cu diferențe mai mari (32%) în cazul forțelor de apăsare normală mici - $F=3$ N - și temperaturi mari - 120 °C.
- Valoarea coeficientului de frecare, pentru toate poliamidele, scade cu creșterea vitezei periferice; cele mai reduse valori ale coeficientului de frecare sunt în cazul poliamidei PA46 modificate cu Teflon (PTFE).
- Poliamida PA46 are valoarea coeficientului de frecare cu aproximativ 11,5% mai mică decât valoarea coeficientului de frecare al poliamidei PA66, iar poliamida PA46 modificată cu Teflon (PTFE) are valoarea coeficientului de frecare mai mică cu aproximativ 17,5% decât poliamida PA66; diferența procentuală față de coeficientul de frecare al poliamidei PA46 este de 6.8%.

Rezultatele științifice originale obținute de către subsemnatul după conferirea titlului de doctor (2003) și până în prezent (2019) și care au stat la baza elaborării prezentei teze de abilitare, se încadrează în domeniul inginerie mecanică, și se referă cronologic, la:

- Modelarea și analiza statică prin metoda elementului finit a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice și a captatoarelor solare în vederea îndeplinirii condițiilor de rezistență mecanică.
- Modelarea și analiza frecvențelor proprii prin metoda elementului finit ale sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice și a captatoarelor solare în vederea evitării fenomenului de rezonanță.
- Modelarea și analiza funcțională a sistemelor de orientare a panourilor fotovoltaice și, respectiv, a captatoarelor solare, prin definirea de sisteme de control care să asigure perioadelor tranzitorii reduse, perioade care sunt caracterizate prin consum mare de energie.
- Studiul frecării în rulmenți în vederea identificării tipurilor de rulmenți și a condițiilor de funcționare ale acestora, caracterizate de momente de frecare reduse.
- Modelarea și analiza transmisiilor prin curele și lanțuri în vederea obținerii de gabarite reduse.

- Identificarea condițiilor de funcționare ale transmisiilor prin curele și lanțuri, pentru care aceste transmisii au randament mărit și implicit durate de funcționare mai mari.
- Studiul frecării dintre cuplele de materiale de tip oțel/poliamidă în vederea identificării condițiilor de exploatare ale acestora, condiții care asigură frecări reduse și deci, pierderi energetice reduse..

Toate aceste realizări științifice originale prezentate în teza de abilitare sunt orientate spre identificarea soluțiilor de creștere a eficienței sistemelor mecanice, domeniu de cercetare care se încadrează în direcțiile actuale de cercetare de pe plan mondial (reducerea consumului de energie, utilizarea tehnologiilor „verzi”, reducerea consumului de material pentru producerea componentelor mecanice). Această creștere a eficienței sistemelor mecanice, prin cele prezentate în teză, înglobează problematica reducerii dimensiunilor de componente și gabarit ale sistemelor de orientare și a transmisiilor prin curele și lanțuri, cea a reducerii perioadelor tranzitorii din timpul de funcționare al sistemelor de orientare și prin creșterea randamentului transmisiilor mecanice prin identificarea de condiții de funcționare și soluții de materiale care să asigure frecări reduse.

B2. PLANURI DE EVOLUȚIE ȘI DEZVOLTARE A CARIEREI

Planul de evoluție și dezvoltare a carierei profesionale are drept obiectiv principal desfășurarea de activități didactice și de cercetare în domeniul inginerie mecanică, argumentul principal fiind reprezentat de competențele dobândite, atât pe plan didactic cât și în domeniul cercetării științifice, în cei 21 ani de activitate în domeniul ingineriei mecanice, activitate desfășurată în Universitatea Transilvania din Brașov.

După absolvirea în anul 1998 a Facultății de Inginerie Tehnologică din cadrul Universității Transilvania din Brașov, specializarea Roboți Industriali, m-am înscris la doctorat în domeniul inginerie mecanică, sub coordonarea domnului prof.dr.ing. Aurel Jula, susținând public teza în februarie 2003.

Cariera didactică am început-o în martie 2000, ca preparator la Catedra Design de Prods și Robotică care actualmente, după multe schimbări majore, poartă denumirea Departamentul Design de Prods, Mecatronică și Mediu; apoi, tot prin concurs, am ocupat succesiv funcțiile de asistent (2002), șef lucrări (2004) și conferențiar (2007).

În această perioadă am participat la specializări profesionale prin cursuri specifice

A. în țară:

- Informatică Aplicată în Inginerie;
- Introduction to ANSYS Workbench 14.0 & ANSYS Composite PrePost;

B. în străinătate:

- Bursă DAAD la Universitatea Tehnică din Dresda;
- Bursă Leonardo la Universitatea din Delft - Olanda
- Bursă Erasmus la Universitatea din Brighton - Marea Britanie
- începând cu anul 2003, burse Erasmus anuale la VIA University College Horsens - Danemarca).

Sunt membru al asociațiilor profesionale:

- Asociația Română de Transmisii Mecanice (ROAMET);
- Asociația Română de Tribologie (ART);
- Asociația Română de Știința Mecanismelor și Mașinilor (ARoTMM).

Experiența didactică

În perioada 2000 - 2019 am susținut activități didactice de curs și aplicative, în calitate de titular sau asistent, la programele de studii de licență:

- Roboți Industriali.
- Ingineria Sistemelor de Energii Regenerabile.
- Design Industrial.
- Ingineria Designului de Prods.
- Instalații în Construcții.
- Autovehicule Rutiere.
- Ingineria Transporturilor.
- Mecatronică.
- Inginerie Medicală.
- Optometrie.
- Ingineria și Protecția Mediului în Industrie.
- Ingineria Valorificării Deșeurilor.

La domeniul de master am susținut activități didactice la programele de studii:

- Robotică.
- Design de Prods pentru Dezvoltare Durabilă și Protecția Mediului.
- Sisteme Mecatronice pentru Industrie și Medicină.

Disciplinele predate la programele de studii prezentate sunt:

- Metoda Elementelor Finite.
- Organe de Mașini.
- Sisteme Experimentale pentru Testarea Elementelor Autovehiculelor.
- Sisteme Eoliene.

Activitățile didactice complementare s-au concretizat în coordonarea de proiecte de diplomă și de disertație, precum și coordonarea studenților la elaborarea de lucrări prezentate la Sesiunea Cercurilor Științifice Studențești și AFCO (Absolvenți în Fața Companiilor).

Ca bază a activităților didactice au fost elaborate două suporturi de curs (1 ca prim autor, 1 ca și co-autor autor):

1. **Lateș, M. T.**, Jula, A. Organe de Mașini și Transmisii Mecanice. Brașov, Editura Universității Transilvania, ISBN 973-635-436-9, 2005. 238 pg.
2. Bârsan, L., Bârsan, A., Boloș, C., **Lateș, M. T.** Ecodesign în contextual dezvoltării durabile. Editura Universitatii Transilvania din Brasov, ISBN 978-973-598-619-3, 2009. 237 pg.

Au fost elaborate și 2 îndrumare de laborator ca unic autor și un îndrumar de proiectare ca și coautor:

1. **Lateș, M. T.** Metoda Elementelor Finite. Aplicatii. Editura Universitatii Transilvania din Brasov, ISBN 978-973-635-659-9, 2008. 156 pg.

2. **Lateș, M. T.** Sisteme eoliene. Teorie și practică. Editura Universitatii Transilvania din Brasov, ISBN 978-606-19-0089-3, 2012. 156 pg.
3. Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Săvescu, D., Mogan, Gh., Velicu, R., Eftimie, E., Pozna, C., Oprean, D., **Lateș, M. T.** Mecanisme șurub - piuliță. Îndrumar de proiectare. Brașov, Editura Lux Libris, ISBN 973 - 9428 - 10 - 7, 2000. 269 pg.

Am participat în mod direct la echiparea laboratorului Sisteme Eoliene și Micro-Hidro, Sala GI2A, Colina Universității, fiind responsabil cu dotarea cu echipamentele sistemelor eoliene. Astfel am realizat dotarea cu:

- 1 Echipament Windtrainer. Experiments on Wind Energy. IKS. Componente: 1 Turbină eoliană cu ax orizontal, cu 2 tipuri de pale. 1 Turbină eoliană Savonius. 1 Anemometru cu cupe. 2 Multimetre digitale. 1 Generator de vânt. Achizitie: 2009.
- 1 Tunel aerodinamic GUNT 170.0, secțiunea 292x292 mm, lungimea 2890 mm, viteza vântului reglabilă continuu până la 28 m/s. Posibilitate măsurare forțe pe corp aerodinamic 240x60x269 mm; Achizitie: 2006
- 1 Anemometru termic 9020758/E/899, domeniu de măsurare 0 - 30 m/s, rezoluție 0.01 m/s, măsurare temperatură -10 - 50 C, cu rezoluție 0,1 C, memorare 99 de valori; Achizitie: 2006
- 1 Sistem de achiziție PC GUNT 170.60, achiziție date de la tunel aerodinamic (viteze, presiuni, unghiuri, forțe), 4 canale de achiziție, conversie semnale analogice in semnale digitale; Achizitie: 2006
- 1 Manometru multitub GUNT170.50, Achizitie: 2009
- 3 Modele aerodinamice GUNT, 170.08, 170.22, 170.23, Achizitie: 2009
- 1 Model pentru studiul curțgerii aerului pe suprafete rugoase
- 1 Turbină eoliană AIRX/400W/24V, Puterea: 400W la viteza 12,5 m/s, Viteza de pornire: 2,7 m/s, Rotor 1,15 m; Achizitie: 2006.
- 1 Invertor XANTREX SW3024E, 24V/230V, 50 Hz cu undă sinusoidală pură, 3300 W cu regulator de încărcare; Achizitie: 2006.
- 2 Acumulatori Newmax PNB12420, Tensiune 12 V, Capacitate 42 Ah, ciclu profund de descărcare; Achizitie: 2006.

Am realizat, de asemenea, 3 standuri de laborator utilizate la orele aplicative ale studenților:

- Dispozitiv de testare a frecării dintre eclisa lanțului montată pe holderul atașat senzorului de forță și disc din materialul patinei de tensionare aflată în mișcare de rotație. *Locație: Colina Universității, Sala GI10. Anul realizării: 2014.*
- Dispozitiv de testare a frecării în articulația cilindrică a lanțului pentru mișcarea oscilatorie de rotație. *Locație: Colina Universității, Sala GI10. Anul realizării: 2017.*

- Proiectare și construcție batiu și lagăre ale standului de testare a cuplajelor cu contacte mobile. *Locație: Colina Universității, Sala GP3. Anul realizării: 2000.*

Un aspect important îl reprezintă schimbul de mobilități Erasmus, mobilități demarate în 2003 și continuate până în prezent fără întrerupere, în timpul cărora am desfășurat ore didactice în domeniul Multibody Systems Dynamics, la VIA Univeristy College, Horsens, Danemarca. Prin schimb, partenerul danez, domnul Per Ulrik Hansen, a desfășurat la Facultatea Design de Prodos și Mediu în domeniul Control Engineering. În perioada amintită am coordonat în cotutelă o parte din studenții Facultății Design de Prodos și Mediu aflați cu mobilitate Erasmus la VIA University College, pentru elaborarea proiectelor de diplomă. De asemenea m-am implicat parțial în îndrumarea studenților în vederea și în timpul efectuării mobilității la VIA University College.

Experiența de cercetare

În cei 21 ani de carieră universitară am făcut parte din numeroase colective de cercetare în cadrul cărora am desfășurat activități de cercetare în domeniul ingineriei mecanice - Sisteme de Orientare, Transmisii Mecanice, Sisteme Eoliene, Metoda Elementelor Finite, Controlul Sistemelor Mecanice, Tribologie.

În cepând cu anul 2012, în calitate de director științific, am desfășurat activități de cercetare în echipa proiectului de cercetare *CDS Dynamic Tribology*, contract încheiat cu *Schaeffler Group*, faza I 2012 - 2015, faza II 2015 - 2018.

În timpul activităților de cercetare desfășurate în cei 21 ani am elaborat 117 articole științifice din care 63 ca prim sau unic autor. Din cele 117 de articole 15 sunt indexate ISI, iar dintre acestea, 3 sunt cu factor de impact:

1. **Lateș, M. T., Velicu, R. G., Gavrila, C. C.** Temperature, pressure and velocity influence on the tribological properties of PA66 and PA46 polyamides. *Materials*, Vol.12, Issue 20, . Article Number: 3452, 2019, ISSN 1996-1944. **Factor de Impact: 2.972**
2. **Lateș, M. T., Velicu, R. G., Jurj L.** Influence of pitch and exploitation on the frictional behaviour of the silent chains. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D. Journal of Automobile Engineering.* Article Number: UNSP 0954407019868602, ISSN 2041-2991, 2019. **WOS: 000481965900001. Factor de Impact: 1.275**
3. **Lateș, M. T., Velicu, R., Papuc, R.** Testing and FEA as prediction strategies on the ball bearings behaviour. *International Journal of Surface Science and Engineering* Volume: 8 Issue: 4 Special Issue: SI Pages: 345-355 Published: 2014 ISSN: 1749-785X. **WOS: 000345891000006. Factor de Impact: 0.918**

Am elaborat 3 monografii, dintre care 1 ca unic autor, iar 2 ca și coautor:

1. **Lateș, M. T.** Cuplaje tripode cu contacte exterioare. Editura Universitatii Transilvania din Brasov, ISBN 978-973-635-904-0, 2007. 159 pg.
2. Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Mogan, Gh., Jula, A., Florea, V., Eftimie, E., Velicu, R., Stroe, I., **Lateș, M. T.** Cuplaje mecanice intermitente și cu contacte mobile. Brașov, Editura Lux Libris, ISBN 973 - 9428 - 19 - 0, 1999. 374 pg.
3. Dudiță, Fl., Diaconescu, D., **Lateș, M. T.**, Neagoe, M. Cuplaje mobile podomorfe. Sf. Gheorghe, Editura Trisedes Press, ISBN 973-8041-04-X, 2001. 271 pg.

Am participat în cadrul colectivelor de cercetare a numeroase proiecte de cercetare, dintre care la 1 proiect național am fost director de proiect (5200 euro), iar la 2 proiecte de cercetare internaționale încheiate cu *Schaeffler Group* (director de proiect domnul prof.dr.ing. Radu Velicu), am fost director științific (38000 euro).

Director de proiect:

1. Cercetări teoretice și experimentale asupra cuplajelor tripode cu contacte exterioare. Contract de tip AT cu MEC, tema 3, cod CNCISIS 171, nr 33369/29.06.2004, 2004-2005. 200 mil 3.8 lei/euro = 5200 euro.

Membru în echipă:

1. Advanced Computer Aided Design of Ecological Products and Technologies Integrating in Green Energy Sources (ADEPT), FP5 Project, Contract G1MA-CT-2002-04038, Coordonator Prof.dr.ing. Gheorghe Mogan - suma alocată 11.350 euro.
2. Virtual Reality in Product Design and Robotic (VEGA), FP6 Project, Contract 016565-2005, Coordonator Prof.dr.ing. Gheorghe Mogan - suma alocată 17.500 euro.
3. ECO-DESING: An Innovative Path Towards Sustainable Development, nr.51388-IC-1-2004-1-RO-ERASMUS-MODUC-4, Coordonator Prof.dr.ing. Anca Bârsan.- suma alocată 4.720 euro.
4. Chain Drive Systems - Dynamic Tribology, Contract 4029/2008, Aad 3/2012, 2012 - 2015, Coordonator Prof.dr.ing. Radu Velicu - suma alocată 34.460 euro.
5. Chain Drive Systems - Dynamic Tribology, Contract 4029/2008, Aad 4/2015, 2015 - 2018, Coordonator Prof.dr.ing. Radu Velicu - suma alocată 34.200 euro.

Am 49 de articole științifice publicate în volumele conferințelor internaționale și 40 de citări ale articolelor proprii în baza de data ISI Web of Science și Scopus.

Am fost membru în comisia de îndrumare la următoarele teze de doctorat:

1. Papuc, R. Cercetări teoretice și experimentale pentru optimizarea tribologică a sistemului de compensare a jocurilor din transmisiile de distribuție cu lanț. Universitatea Transilvania din Brașov, 2011-2015, cond. științific prof.dr.ing. Codruța Jaliu.
2. Todi-Eftimie, A. Studiul teoretic și experimental al pierderilor prin frecare din transmisia prin lanț cu bușe.

- Universitatea Transilvania din Brașov, 2011-2015, cond. științific prof.dr.ing. Codruța Jaliu.
3. Jurj, L. Cercetări teoretice și experimentale asupra frecării din lanțurile dințate. Universitatea Transilvania din Brașov, 2015-2019, cond. științific prof.dr.ing. Radu Velicu.
 4. Marcu, A. Proiectarea optimală a unui sistem de orientare adaptiv pentru panouri solare. Universitatea Transilvania din Brașov, 2016-, cond. științific prof.dr.ing. Cătălin Alexandru.
 5. Thierheimer, A. Cercetări privind analiza limitelor de toleranță a ocupanților autovehiculelor rutiere utilizând tehnologie MEMS. Universitatea Transilvania din Brașov, 2017-, cond. științific prof.dr.ing. Cătălin Alexandru.
 6. Aldea, D. Cercetări privind creșterea confortului, stabilității și manevrabilității autovehiculelor rutiere. Universitatea Transilvania din Brașov, 2018-, cond. științific prof.dr.ing. Cătălin Alexandru.
 7. Andreiaș, R. Sisteme mecatronice pentru medicină. Universitatea Transilvania din Brașov, 2018-, cond. științific prof.dr.ing. Cătălin Alexandru.

Fiind numit prin ordinul nr.9955/05.07.2019, am făcut parte din comisia de evaluare și susținere a tezei de doctorat elaborată de domnul Jurj Lenard, cu titlul Cercetări teoretice și experimentale asupra frecării din lanțurile dințate. Universitatea Transilvania din Brașov, 2015-2019, cond. științific prof.dr.ing. Radu Velicu.

Tabelul B.II.1. prezintă sinteza activității științifice desfășurate de subsemnatul, conform OMENCS_6129_2016, cu condițiile îndeplinite pentru abilitare.

Tabelul B.II.1. - Sinteza activității științifice

Indicator	Standard minim conform OMENCS 6129 2016	Punctaj realizat
Manuale suport de curs N1	2	2
Manuale suport de curs prim autor N1.1	1	1
Manuale suport de curs disponibile pe platforma universității N1.3	1	2
Material didactic / Dezvoltare laboratoare N2	4	6
Standuri laborator N2.1	2	3
Articole și publicații indexate Web of Science + Brevete de Invenții P1+P2	10	14.33
Articole și publicații indexate Web of Science P1	6	14.33
Articole și publicații BDI N3	10	15
Articole și publicații BDI - prim autor N3.1	5	5
Monografii N4	2	3
Monografii prim autor N4.3	1	1
Granturi/Proiecte/Contracte cu terți S1+S2	50	107.43
Congrese/Conferințe/Workshopuri internaționale N5	10	49
Citări în publicații BDI C	25	45.379

Planuri de dezvoltare a carierei

Planurile de dezvoltare a carierei profesionale urmăresc două direcții: dezvoltarea în plan didactic și dezvoltarea activităților de cercetare.

Dezvoltarea carierei în plan didactic are în vedere elaborarea de materiale actualizate de suport de curs și laborator care să acopere disciplinele la care desfășor activități didactice în calitate de titular (Metoda Elementelor Finite, Organe de Mașini, Sisteme Experimentale, Sisteme Eoliene). Îmi propun ca aceste materiale didactice să fie disponibile pe platforma Universității Transilvania din Brașov.

Dezvoltarea carierei în plan didactic ține seama și de dezvoltarea activităților didactice complementare; în acest sens îmi propun creșterea numărului de studenți coordonați la elaborarea proiectelor de diplomă și de disertație cu tematică aleasă din mediul economic, precum și implicarea mai activă și coordonarea studenților în vederea participării cu lucrări la Sesiunile Cercurilor Științifice Studentești.

Am în vedere, de asemenea, continuarea schimbului de mobilități prin Programul Erasmus+ cu domnul Per Ulrik Hansen de la VIA University College, Horsens, Danemarca și îmbunătățirea performanțelor didactice prin acest schimb de experiență. De asemenea îmi propun implicarea în continuare în coordonarea în cotutelă a studenților Facultății Design de Produs și Mediu aflați în mobilitate Erasmus+ la VIA University College, în vederea elaborării proiectelor de diplomă. Îmi propun dezvoltarea și participarea la alte schimburi de mobilități de predare Erasmus+ în vederea dezvoltării activităților didactice și implicarea în consilierea studenților care intenționează să participe la mobilități de studiu sau de plasament pentru activități de practică.

Activitățile de cercetare pe care le voi realiza în viitor pornesc de la baza materială disponibilă atât în departamentul din care fac parte (Design de Produs, Mecatronică și Mediu) cât și în Institutul de Cercetare al Universității Transilvania din Brașov. Astfel din punct de vedere al licențelor software, pot fi utilizate, în principal, soft-urile: Catia (modelare 3D), Ansys (Modelare și Analiză cu Metoda Elementului Finit), Adams (Sisteme Multicorp - modelare și simulare dinamică), Matlab (modelare și simulare sisteme de control).

Standurile experimentale disponibile în laboratorul *L7Parter* al Institutului de Cercetare al Universității Transilvania din Brașov sunt: Tribometrul UMT și Standul de testare a transmisiilor cu axe paralele.

Tribometrul UMT

Tribometrul UMT (fig. B.II.1) permite realizarea de testări tribologice care au ca rezultat determinarea coeficientului de frecare între diferite cupluri de materiale și măsurarea uzurii, în condiții variate de testare în ceea ce privește forța normală de apăsare, viteza relativă și temperatura băii de ulei. Tribometrul

este echipat și cu un dispozitiv de indentare pentru determinarea durtății.

Caracteristicile tehnice ale tribometrului se referă la:

- Senzorul de forță 2D care permite măsurări ale forței în domeniul $F=0.1 \dots 1000$ N și cu o rezoluție $R_r = 50$ mN;
- Cursa pe direcție verticală $d=150$ mm; viteza pe direcție verticală $v_v=0.001 \dots 10$ m/s;
- Cursa pe direcție laterală $l=75$ mm; viteza pe direcție laterală $v_l=0.01 \dots 10$ m/s; rezoluția de poziționare laterală $R_r = 2$ μ m;
- Temperatura maximă de încălzire a băii de ulei $t=150$ °C;
- Precizia de măsurare a uzurii $R_r = 50$ nm;

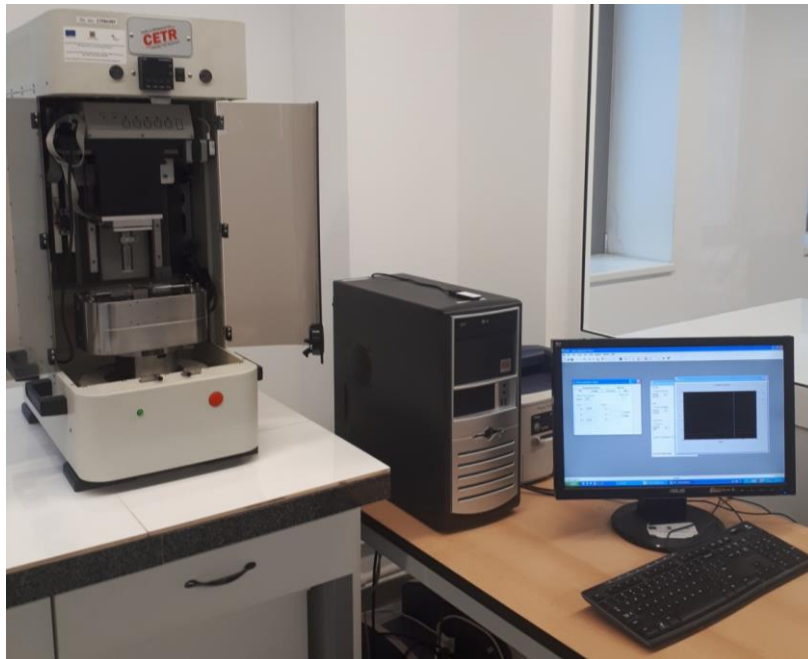


Fig. B.II.1. Tribometrul UMT

Tribometrul este echipat cu un sistem de amortizare a șocurilor pe direcție verticală.

Pe tribometru se pot monta 3 module utilizate pentru realizarea testelor: modulul bilă pe disc, modulul pentru mișcări alternative de translație și modulul bloc pe inel.

Modulul bilă pe disc (fig. B.II.2) este caracterizat prin:

- Viteza de rotație a discului $n=0.001 \dots 5000$ rot/min, în două sensuri;
- Forța maximă normală $F=1000$ N;
- Raza discului $R=75$ mm.

Modulul pentru mișcări alternative de translație (fig. B.II.3) este caracterizat prin:

- Frecvența mișcărilor $v=0.1 - 60$ Hz; Cursa= $0.05 - 25$ mm;
- Forța normală maximă $F=1000$ N.

Modulul bloc pe inel (fig. B.II.4) este caracterizat prin:

- Viteza maximă de rotație a inelului $n=3000$ rot/min, în două sensuri;

- Forța maximă normală $F=1000$ N.
- Modulul de indentare (fig. B.II.5) este caracterizat prin:
- Indentor Rockwell;
 - Indentor Vickers;
 - Senzor capacitor;
 - Forța maximă normală $F=1000$ N.

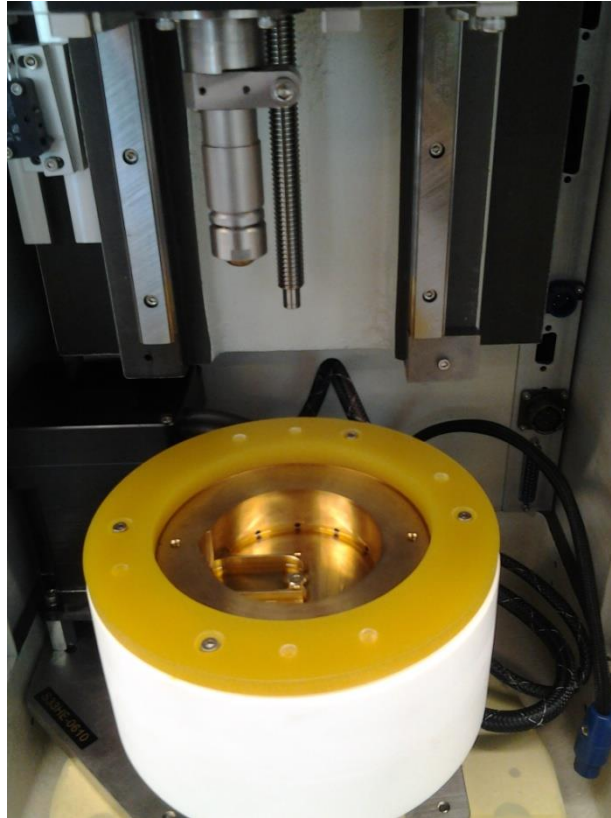


Fig. B.II.2. Modulul bilă pe disc

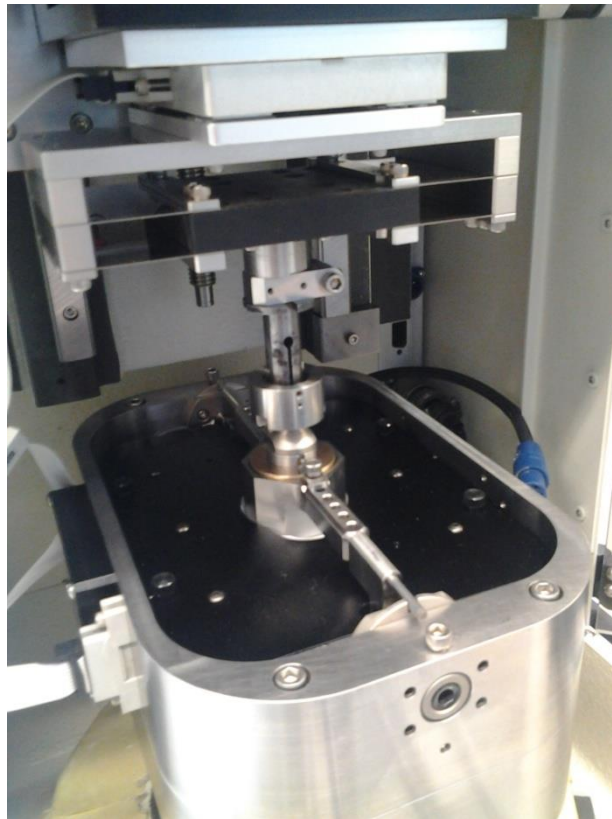


Fig. B.II.3. Modulul pentru mișcări alternative de translație

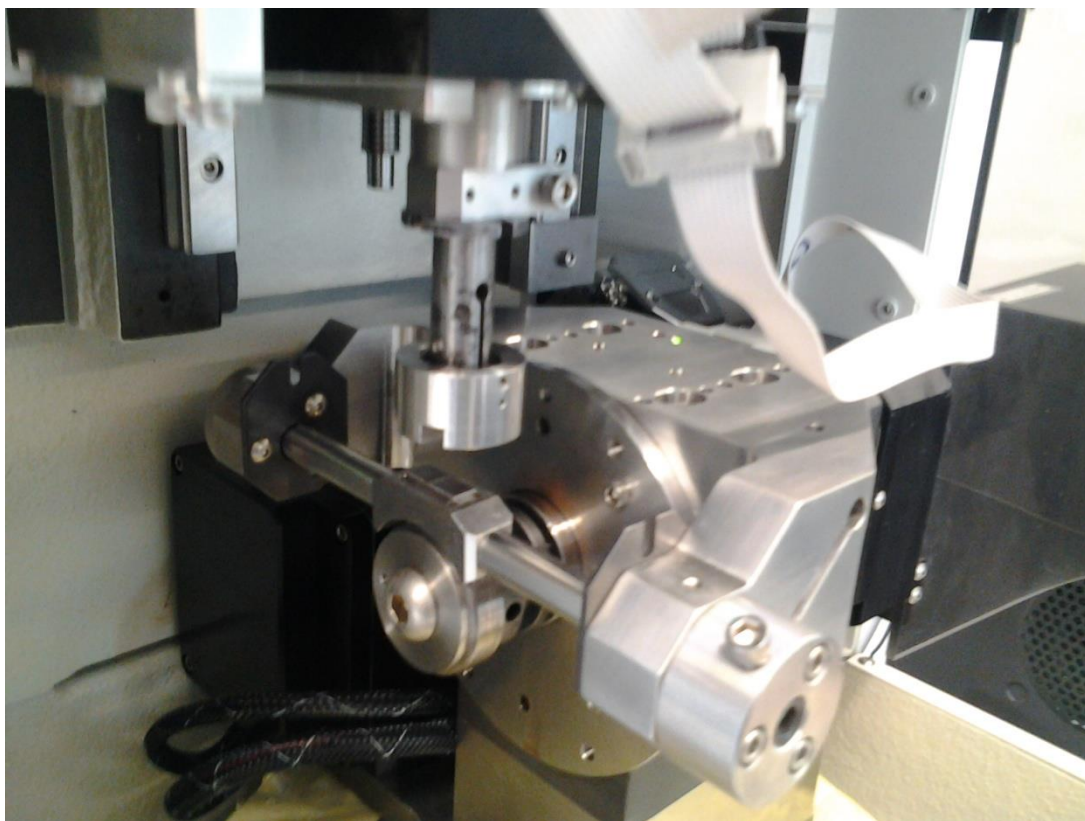


Fig. B.II.4. Modulul bloc pe inel

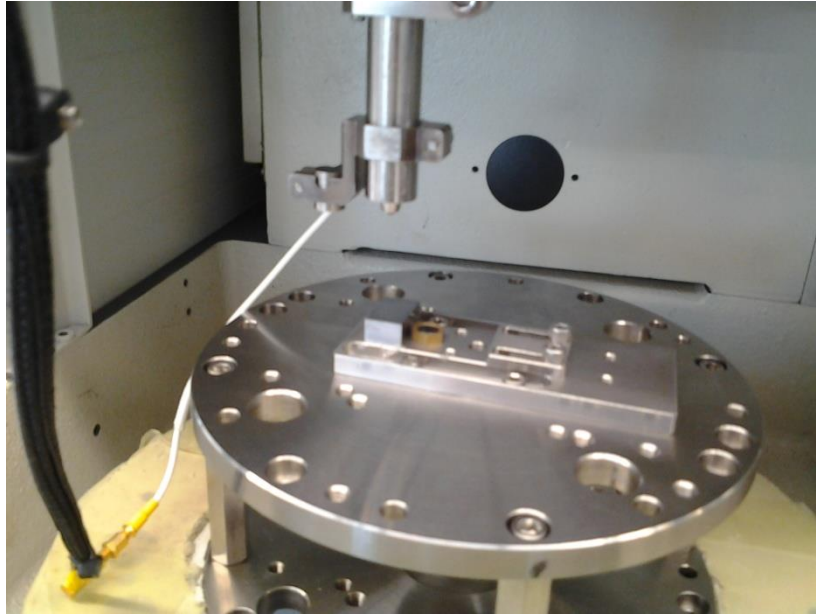


Fig. B.II.5. Modulul de indentare

Standul de testare a transmisiilor cu axe paralele

Standul de testare a transmisiilor cu axe paralele (fig. B.II.6) permite controlul următorilor parametrii de testare: tipul transmisiei cu axe paralele (lanțuri, curele), forța de tensionare a transmisiei, turația arborelui de intrare și temperatura băii de ulei.

Roata 1 este montată pe arborele de intrare și se sprijină în montajul cu rulmenți 2. Mișcarea de rotație este asigurată de către un motor electric care este conectat la arborele de intrare prin intermediul unui cuplaj flexibil la încovoiere și cu rigiditate mare la torsiune, acest cuplaj permițând compensarea abaterilor unghiulare și radiale de montaj. Momentul de torsiune la motorul electric este măsurat prin intermediul unui traductor de moment montat între arborele motorului și cuplajul flexibil.

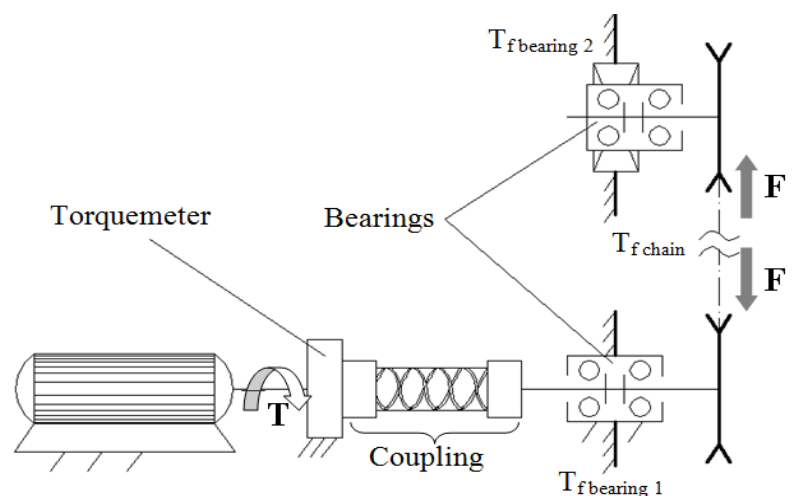
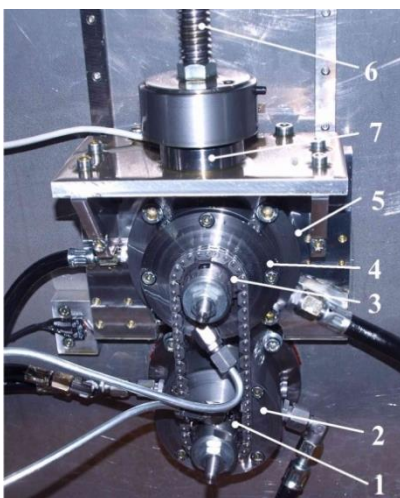


Fig. B.II.6. Standul de testare a transmisiilor cu axe paralele

Roata 3 este montată pe arborele de ieșire care se sprijină în montajul cu rulmenți 4. Acest montaj este asamblat pe o sanie 5 care permite deplasări în direcție verticală, deplasări care generează forța de tensionare a transmisiei F . Deplasarea saniei se realizează prin intermediul unui mecanism șurub cu bile - piuliță; șurubul 6 este conectat la un motor electric care produce o mișcare de rotație și, drept urmare, piulița realizează o mișcare de translație. Forța de tensionare F este măsurată prin intermediul senzorului 7.

Valoarea momentului de frecare T_c , este calculată ca diferență dintre momentul de frecare global T_{gf} măsurat în transmisie și momentul de frecare din montajele cu rulmenți, moment care include și frecarea din etanșări.

Pentru dezvoltarea activităților de cercetare îmi propun atragerea de fonduri suplimentare prin încheierea de noi contracte de cercetare în care să fie implicați viitorii mei doctoranzi, contracte care să contribuie la dezvoltarea științifică și, pe de altă parte, la creșterea prestigiului științific al Universității Transilvania din Brașov.

Prin aceste noi contracte încheiate, îmi propun achiziționarea de noi echipamente performante utilizate pentru testări tribologice și pentru testarea transmisiilor mecanice, echipamente care să asigure desfășurarea activităților de cercetare pentru viitorii mei doctoranzi și pentru centrul de cercetare din care fac parte; am în vedere asigurarea prin aceste contracte, a suportului financiar pentru viitorii mei doctoranzi în vederea participării la conferințe și congrese internaționale cu volumele indexate ISI Web of Science.

Îmi propun, alături de colectivul de cercetare din care fac parte, să particip la elaborarea unei monografii în domeniul transmisiilor prin lanț, o monografie care să ofere informații și rezultate utile cercetătorilor și doctoranzilor din domeniu; această monografie va conține principalele soluții constructive de lanțuri, cinematica și dinamica acestor transmisii, materiale noi utilizate în construcția acestora, elemente de optimizare.

Doresc creșterea colaborărilor cu firme naționale și internaționale de prestigiu producătoare de componente ale transmisiilor mecanice în vederea implicării viitorilor doctoranzi în teme de doctorat elaborate și finanțate, total sau parțial, în colaborare cu aceste firme

Nu în ultimul rând, îmi propun elaborarea anuală a articolelor de cercetare științifică care să fie publicate în reviste ISI Web of Science cu factor de impact mai mare de 0,5.

B3. BIBLIOGRAFIE

1. Akin, J. E. Finite Element Analysis for Undergraduates. Academic Press, Orlando, Florida, USA, 1996.
2. Akiyama, M., Yamaguchi, T., Matsumoto, K., Hokkirigawa, K. Friction and wear of polyamide 66 composites filled with RB ceramics particles under dry condition. In Tribology Online No. 5 vol. 2, 2010, p. 87 - 91.
3. Alexandru, C., Comsit, M. Virtual prototyping of the solar tracking systems. Proceedings of the International Conference on Renewable Energy and Power Quality - ICREPQ'07, Sevilla, Spain, 2007, p. 41-42.
4. Buccella, M., Dorigato, A., Pasqualini, E., Caldara, M., Fambri, L. Thermo-mechanical properties of Polyamide 6 chemically modified by chain extension with Polyamide/Polycarbonate blend. Journal of Polymer Research, No. 19, 2012, p. 9935 - 9944.
5. Burgess, S., Lodge, C. Optimization of the chain drive system on sports motorcycles. Sports Engineering, No. 7, 2004, p. 65-73.
6. Butuc, B., **Lateș, M. T.**, Moldovean, G. FEM analysis of the bevel gear housing of an azimuthal tracked PV platform. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. IX (XIX), Nr.3, Editura Universității din Oradea, 2010, ISSN 1583 - 0691. p.1.26-1.33.
7. Childs, P. R. N. Mechanical design. London, Arnold Publishers, 1998.
8. Chiu, F. C., Kao, G. F. Polyamide 46/multi-walled carbon nanotube nanocomposites with enhanced thermal, electrical and mechanical properties. In Composites, Part A, nr. 43, 2012, p. 208 - 218.
9. Chiu F. G., Fu S. W., Chuang W. T., Sheu H.S. Fabrication and characterization of polyamide 6.6/organomontmorillonite nanocomposites with and without a maleated polyolefin elastomer as a toughener. Polymer, 49, 2008, p. 1015 - 1026.
10. S. Crețu, S. Mecanica contactului. Vol. I. Editura Gheorghe Asachi, Iași, 2002.
11. Davidescu, A., Sticlaru, C. Metoda elementului finit în mecatronică. Aplicații în ANSYS workbench. Editura Universității Politehnica din Timișoara, 2011.
12. Decker, K. H. Maschinenelemente. Wien, Carl Hanser Verlag, 1998.
13. Diaconescu, D., Munteanu, O., **Lates, M. T.** Speed mechatronic variator. Part II. Dynamic aspects. Proceedings of Computational Mechanics and Virtual Engineering 1st International Conference, 20 - 22 october, 2005, Brașov, România, ISBN 973 - 635 - 539 - 4, p. 189 - 194
14. Diaconescu, D., **Lates, M. T.**, Gall, R. On a dynamic modelling of a mechatronic speed variator. In: Acta Technica Napocensis. Applied Mathematics and Mechanics series, nr.49,

- vol.II, 2006, Cluj Napoca, Romania, ISSN 1221 - 5872, p. 257 - 262.
15. Dowling, N. E. Mechanical Behavior of Materials. Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue. New Jersey, Prentice Hall Publishers, 2007.
 16. Fagan, M. J. Finite Element Analysis. Theory and Practice. Longman Singapore Publishers, Australia, 2002.
 17. Fasahat, F., Dastjerdi, R., Mojtahedi, M. R. M., Hoseini, P. Wear properties of high speed spun multi-component PA6 nanocompositefabrics; abrasion resistance mechanism of nanocomposites. In: Wear, No. 322, 17 - 125, 2015.
 18. Fink, T., Bodenstein, H. Friction Reduction Potentials in Chain Drives. MTZ Worldwide Edition: 2011-08, Vol.72, p. 46-51.
 19. Fish, J., Belychko, T. A First Course in Finite Elements. John Wiley & Sons Publishing House, Chichester, England, 2007.
 20. Franklin, F. G., Powell, J. D., Naeini, A. E. Feedback Control of Dynamic Systems. Pearson Prentice Hall Publishing House, New Jersey, USA, 2006.
 21. Frățilă, G., Frățilă, M., Samoilă, S. Automobile. Editura Didactică și Pedagogică, Bucuresti, 2007.
 22. Gerardin, M., Cardona, A. Flexible Multibody Dynamics: A Finite Element Approach, John Wiley & Sons Publishing House, Chichester, England, 2001.
 23. Goenka, P. K. Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis, Trans. ASME Ser. F, Journal of Tribology, vol. 106, 1984, p. 429-439.
 24. Gordon, D. H., Kukureka, S. N. The wear and friction of polyamide 46 and polyamide 46/aramid-fibre composites in sliding-rolling contact. In: Wear, p. 669-678, 2009.
 25. Haixia, H., Sirong, Y., Mingyu, W., Kaixin, L. Tribological behavior of polyamide 66-based binary and ternary composites. In: Polymer engineering and science, p. 2454 - 2458, 2009.
 26. Hamrock, B. J., Schmid, S. R., Jacobson, B. O. Fundamentals of machine elements. Boston, McGraw-Hill Publishing House, 2006.
 27. Heisler, H. Advanced vehicle technology. London, The bath Press, 2005.
 28. Hsiao, S., Wang, H., Chou, J., Guo, W., Tsai, T. Synthesis and characterisation of novel organosoluble and thermally stable polyamides bearing triptycene in their backbones. In Journal of Polymer Research 19, 2012, p. 9902 - 9911.
 29. Hyakutake, T., Inagaki, M., Matsuda, M., Hakamada, N., Teramaki, Y. Measuring of friction in timing chain. Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 22, 2001, p. 343-347.
 30. Ispolov, Y. G., Orlov, S. G. Contact interactions in the problem of tooth chain transmission dynamics. ENOC, Saint Petersburg, Russia, 2008.

31. Jula, A. ș.a. Organe de mașini, vol.II. Universitatea din Brașov, 1989.
32. Jula ș.a. Organe de mașini. Îndrumar pentru lucrări de laborator. Editura Universității Transilvania din Brașov, Romania, 1992.
33. Jula, A., **Lateș, M. T.** Experimental researches regarding the dynamics of tripod couplings. In: Proceedings of Research and Development in Mechanical Industry - RaDMI 2003, Herceg Novi, Serbia and Montenegro, 19 - 23 september 2003, ISBN 86 - 83803 - 03 -1, p. 1782 - 1785.
34. Jula, A., **Lates, M. T.**, Lates, R. Experimental researches on the tripod couplings efficiency, vol.VI, Tom I, conference proceedings of TEHNONAV 2004, Constanta, 27 - 29 may, 2004, ISSN 1223-7221, p.268-271.
35. Jula, A., Chisu, E., **Lates, M. T.** The contact calculus for the tripod couplings with external contacts (I), Research and Development in Mechanical Industry - RaDMI 2004, Zlatibor, Serbia and Montenegro, ISBN 86 - 83803 - 03 -1, p. 359 - 362.
36. Kent, L. L. Structural and thermal analysis using the Ansys Workbench release 14 environment, Ed. Stephen Schroff, 2012.
37. Kozma, M. Effect of incorporated lubrication on the tribological properties of polyamides. In: The Annals of University Dunarea de Jos of Galati, Fascicle VIII, p. 65 - 69, 2005.
38. **Lateș, M. T.**, Diaconescu, D. Experimental researches regarding the kinematics of tripod couplings. În Buletinul „5th International Multidisciplinary Conference”, Baia Mare, 23 - 24 mai, 2003, Seria C, vol.XVII, ISSN 1224 - 3264, p.313-318.
39. **Lates, M. T.**, Lates, R. Concerning to the dynamic behavior of the actuating ship's mechanism, vol.VI, Tom I, conference proceedings of TEHNONAV 2004, Constanta, 27 - 29 may, 2004, ISSN 1223-7221, p.272-275.
40. **Lateș, M. T.**, Jula. A. Ecodesign approach for the tripode type coupling. In: Product engineering. Eco-Design, Technologies and Green Energy, Dordrecht, Springer Publishers, 2004, ISBN 1-4020-2932-2, p.101-110.
41. **Lates, M. T.** The contact calculus for the tripod couplings with external contacts (II), Research and Development in Mechanical Industry - RaDMI 2004, Zlatibor, Serbia and Montenegro, ISBN 86 - 83803 - 03 - 1, p. 363 - 367.
42. **Lateș, M. T.**, Jula, A. Organe de mașini și transmisii mecanice. Brașov, Editura Universității Transilvania, 2005.
43. **Lates, M. T.**, Jula, A., R. Lates, R. Identification of stiffness matrix for line type finite elements with varying cross-sectional area, Proceedings of International Multidisciplinary Conference, 6-th Edition, 27 - 28 may, 2005, Baia Mare, România, vol. I, p. 401 - 406
44. **Lates, M. T.** On the dynamic modelling of tripod couplings with external contacts. În: Bulletin of Transilvania

- University of Brașov, vol.12 (47) - new series, series A, Brașov, 2005, ISSN 1223-9631, p.77-82.
45. **Lateș, M. T.** Cuplaje tripode cu contacte exterioare. Brașov, Editura Universității Transilvania, 2007.
 46. **Lateș, M. T.**, Diaconescu, D., Jula, A. Free frequencies analysis of photovoltaic panels tracking systems. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. VI (XVI), Editura Universității din Oradea, 2007, ISSN 1583 - 0691. p. 1030-1035.
 47. **Lateș, M. T.** Metoda Elementelor Finite. Aplicații. Editura Universității Transilvania din Brașov, 2008.
 48. **Lateș, M. T.** Dynamic behavior of a tracking system with two degrees of freedom used for PV panels. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. VII (XVII), Editura Universității din Oradea, 2008, ISSN 1583 - 0691. p. 894-901.
 49. **Lateș, M. T.**, Lateș, R. S., Diaconescu, D. Dynamic behavior of a tracking system with one degree of freedom, used for the plate, dish and trough type solar collectors. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. VII (XVII), Editura Universității din Oradea, 2008, ISSN 1583 - 0691. p. 887-893.
 50. **Lateș, M. T.**, Velicu, R., Hansen, P. U. Design process of the PV panels tracking systems. Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. VIII (XVIII), Editura Universității din Oradea, 2009, ISSN 1583 - 0691. p. 718-723.
 51. **Lateș, M. T.** Bush chains design process. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XI (XXI), Nr.2, Editura Universității din Oradea, 2012, ISSN 1583 - 0691. p. 2.51-2.55.
 52. **Lateș, M. T.**, Velicu, R. Stresses distributions in bush chains. Proceedings of Modern Technologies, Quality and Innovation ModTech International Conference, 24-26 May 2012, Sinaia, ISSN 2069-6736, p. 505-508.
 53. **Lateș, M. T.** Stresses in skate/chain contacts. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XII (XXII), Issue I, 2013. ISSN 1583 - 0691, p. 163-166.
 54. **Lateș, M. T.** Design aspects of SPA and SPZ type V-belt transmissions. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XII (XXII), Issue I, 2013, ISSN 1583 - 0691, p. 167-170.
 55. **Lateș, M. T.**, Velicu, R. Friction analysis in ball bearings. VII Iberian Conference on Tribology, FEUP, Porto, Portugal, 20-21 June, 2013, p.1-6.
 56. **Lateș, M. T.**, Gavrilă, C. C. Friction phenomenon in polyamide - steel plate front face type contacts. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and

- Technological Engineering, vol. XIII (XXIII), ISSUE 1, mai 2014. ISSN 1583 - 0691, p. 75-78.
57. **Lateș, M. T.**, Velicu, R., Papuc, R. Multiscale modelling of chain-guide contact by using tests and FEM. 11th World Congress on Computational Mechanics WCCM XI, Barcelona, Spain, 20-25 July, 2014, p. 1062-1069.
 58. **Lateș, M. T.**, Velicu, R., Papuc, R. Testing and FEA as prediction strategies on the ball bearings behaviour. International Journal of Surface Science and Engineering, vol.8, no.4, 2014, p.345-355, ISSN 1749-785X **Factor de Impact: 0.918.**
 59. **Lateș, M. T.**, Gavrilă, C. C. Temperature influence on the friction coefficient of the PA46 polyamide - steel type contacts. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XIV (XXIV), Nr.1, Editura Universității din Oradea, 2015, ISSN 1583 - 0691. p. 5-8.
 60. **Lateș, M. T.**, Gavrilă, C. C. Study of the Friction Coefficient in Polyamide / Steel Type Contacts in Non-lubricated Conditions. Applied Mechanics and Materials, vol. 823, 2016, ISSN 1662-7482, p. 485-488.
 61. **Lateș, M. T.**, Papuc, R., Gavrilă, C. C. Tribological modelling of the normal forces distribution on the toothed chain links. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XV (XXV)/1, Editura Universității din Oradea, 2016, ISSN 1583 - 0691. p. 97-102.
 62. **Lateș, M. T.**, Velicu, R. G., Papuc, R. Sliding friction study of the oscillating translational motion for steel on PA66 and PA46 type materials. In: Materials Science and Engineering, vol. 147, 2016, ISSN 1757 - 899X, p. 1 - 5.
 63. **Lateș, M. T.**, Gavrilă, C. C., Papuc, R. Study on the friction in steel/polyamide ball on disk type contacts. In: Materials Science and Engineering, vol. 147, 2016, ISSN 1757 - 899X, p. 1 - 5.
 64. **Lateș, M. T.**, Gavrilă, C., Papuc, R. Frictional contact study of the chain link/polyamide contact. Mechanisms and Machine Science, 57, 2018, pp. 497-506.
 65. **Lateș, M. T.**, Gavrilă, C.C. Friction phenomenon study for chain link-guide contact in translational oscillatory motions. Book Series: IOP Conference Series-Materials Science and Engineering. Volume: 591, Article Number: 012093, 2019.
 66. **Lateș, M.T.**, Velicu, R.G., Jurj L. Influence of pitch and exploitation on the frictional behaviour of the silent chains. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D. Journal of Automobile Engineering. ISSN 2041-2991, 2019. **Factor de Impact: 1.275.**
 67. **Lateș, M. T.**, Velicu, R. G., Gavrilă, C. C. Temperature, pressure and velocity influence on the tribological properties of PA66 and PA46 polyamides. Materials, Vol.12, Issue 20, Article Number: 3452, 2019, ISSN 1996-1944. **Factor de Impact: 2.972.**

68. Li, J. Y., Xia, Y. C. The friction and wear properties of thermoplastic PA6 composites filled with carbon fiber. In: Journal of thermoplastic composite materials, vol. 23, p. 337 - 349, 2010.
69. Matek, W. ș.a. Maschinenelemente. Wiesbaden, Vieweg Verlag, 2000.
70. Mehmet, T. D., Hayrettin, D., Rifat, Y. Investigation of temperature effects on tribological properties of glass fiber and MoS₂ reinforced PA6.6 and PA66 journal bearings. In: Journal of materials science and engineering, No. A 3 (11), p. 738 - 742, 2013.
71. Metilkov, S. A., Bereznoi, S. B., Yunin, V. V. Wear of hinges in roller drive chain. Russian Engineering Research, Ed. Allerton Press, Inc., Vol.28, No.9, 2008. ISSN 1068-798X, p. 839-844.
72. Metilkov, S. A., Yunin, V. V. Influence of wear of a roller drive chain on transmission fitness. Russian Engineering Research, Ed. Allerton Press, Inc., Vol. 28, No. 8, 2008. ISSN 1068-798X, p. 741-745.
73. Mogan, G. L. Metoda Elementelor Finite în Inginerie. Aplicații practice. Editura Lux Libris, Brașov, 1997.
74. Mogan, G. L. Metoda elementelor finite în inginerie. Aplicații practice. Brașov, Editura Lux Libris, 1998.
75. Mogan, G. L., Butnariu, S. L. Analiza cu Elemente Finite în Inginerie. Aplicații practice în CATIA. Editura Universității Transilvania din Brașov, 2007.
76. Mogan, G. L., Butnariu, S. L., Grunder, W., Kuchar, P. Organe de masini. Editura Universității Transilvania din Brașov, 2012.
77. Moldovean, G., **Lateș, M. T.**, Velicu, R. Equatorial Solar Tracking System with Linear Actuators - Analysis and Simulation. Proceedings of the 24th European Photovoltaic Solar Energy Conference, Hamburg, 21-25 September 2009.
78. De Monte, M., Moosbrugger, E., Quaresimin, M. Influence of temperature and thickness on the off-axis behaviour of short glass fibre reinforced polyamide 6.6 - Quasi-static loading. Journal of Composites, Part A, No. 41, 2010, p. 859-871.
79. Mottram, J. T., Shaw, C. T. Using Finite Elements in Mechanical Design. New York, McGraw-Hill Publishers, 1996.
80. Mouhmid, B., Imad, A., Benseddiq, N., Lecompte, D. An experimental analysis of fracture mechanics of short glass fibre reinforced polyamide 6.6 (SGFR-PA66). Journal of Composite Science and Technology, No. 69, 2009, p. 2521-2526.
81. Nakhatakyan, F. G. Precise Solution of Hertz Contact Problem for Circular Cylinders with Parallel Axes, published in Vestnik Mashinostroeniya, 2011, p. 3-6.
82. Pandrea, N., Rizea, V. Metoda elementelor finite. Concepte și aplicații. Pitești, Editura Universității din Pitești, 1998.
83. Papuc, R., Velicu, R. Tribological study of guide-chain contact. In Annals of the Oradea University Fascicle of

- Management and Technological Engineering, vol XII (XXII), nr. 1, 2013, p. 257-260.
84. Papuc, R., Velicu, R., **Lateș, M. T.** Study of the contacts between toothed chains and guides. The 11th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines, Springer International Publishing House, vol.8, 2014, ISSN 2211-0984, p. 425-432.
 85. Papuc, R., Velicu, R., **Lateș, M. T.**, Jaliu, C. Geometrico-Static Modeling and Simulation of the Contact between Chain and Guide of a Reference Transmission. Applied Mechanics and Materials - Advanced Concepts in Mechanical Engineering I, vol. 658, 2014, ISSN 1660-9336, p. 111-116.
 86. Papuc, R., Velicu, R., **Lateș, M. T.** Guide - chain contact pressure tribological analysis. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XIV (XXIV), Nr.1, Editura Universității din Oradea, 2015, ISSN 1583 - 0691. p. 169-174.
 87. Pereira, C. M., Ramalho, A. M., Ambrosio, J. A. A critical overview of internal and external cylinder contact force models. In: Journal of Nonlinear Dynamics, nr. 63, 2011, p. 681 - 697.
 88. Pilipenko, O. Synthesis of chain drives based on dynamic methods, new materials and technologies. Journal of Faculty of Technical Sciences, Novi Sad, 2007, p. 307-314.
 89. Potocnik, R. ș. a. Fatigue life of double row slewing ball bearing with irregular geometry. Procedia Engineering, Elsevier Publishing House, nr.2, 2010, p. 1877-1886.
 90. Pozna, C. Teoria Sistemelor Automate. Editura Matrix Rom, București, 2004.
 91. Randall, B. R., Antoni, J. Rolling bearing element diagnostics - A tutorial. Journal of Mechanical Systems and Signal Processing, Elsevier Publishing House, nr.25, 2011, p. 485-520.
 92. Reddy, J. An Introduction to the Finite Element Method, 3rd Edition. Mc Graw-Hill Publishing House, Maidenhead, England, 2006.
 93. Reshetov, D. N. Machine design, Ed. Mir Publisher, Moscow, 1978, p. 411-436.
 94. Roloff, H., Matek, W. s.a., Machine elements, Organe de masini, Ed. Matrix Rom, București, vol. 2, 2008, p. 652-668.
 95. Ross, C. T. F. Finite Element Programs in Structural Engineering and Continuum Mechanics. Albion Publishing House, Chichester, 1996.
 96. Van Ruiten, J., Proost, R., Meuwissen, M. How the choice of the polyamide type in timing chains tensioning systems affects the CO₂ emission and fuel economy of internal combustion engines. In Presentation at VDI Veetiltrieb un Zylinderkopf 2012, November 28th, 2012.
 97. Samuelsson, A., Wiberg, N. E. Finite element method. Basics. Lund, Studentlitteratur, Sweden, 2001.
 98. Sathees, K. S., Kanagaraj, G. Investigation on mechanical and tribological behaviors of PA6 and graphite-

- reinforced PA6 polymer composites. In: Arab journal of science engineering, 2016.
99. Săvescu, D., **Lateș, M. T.**, Păun, M. Stress analysis in ball-bearing rings using FEM. In: Proceedings of Research and Development in Mechanical Industry - RaDMI 2003, Herceg Novi, Serbia and Montenegro, 19 - 23 september 2003, ISBN 86 - 83803 - 03 - 1, p. 1436 - 14439.
100. Sevostianov, I., Kachanov, M. Contacting rough surfaces: Hertzian contacts versus welded areas, Springer Science Business Media B.V., 2007.
101. Shibata, K., Yamaguchi, T., Kishi, M., Hokkirigawa, K. Friction and wear behavior of polyamide 66 composite filled with rice bran ceramics under a wide range of Pv values. In: Tribology Online, vol. 10, no. 2, p. 213-219, 2015.
102. Shin, M. W., Kim, S. S., Jang, H. Friction and wear of polyamide 66 with different weight average molar mass. In: Tribology letters, No. 44 (2), p. 151 - 158, 2011.
103. Shizhu, W., Ping, H. Principles of Tribology. Singapore, John Wiley & Sons Publishing House, 2012.
104. Sorensen, B. Renewable Energy. Second Edition. Academic Press, Roskilde, Denmark, 1997.
105. Stachowiak, G. W., Batchelor, A. W. Engineering tribology, Ed. Elsevier, 3rd ed., Burlington, 2005.
106. Sthees, K. S., Kanagaraj, G. Investigation on mechanical performances of PA6 and Al₂O₃ reinforced PA6 polymer composites. In: International Journal of Advanced Engineering Technology, vol. VII, Issue I, Jan, p. 69 - 74, 2016.
107. Thompson, E. G. Introduction to the Finite Element Method: Theory, Programming and Applications J. New York, Wiley & Sons Publishers, 2004.
108. Todi-Eftimie, A., Velicu, R., Brands, C., Schlerege, F., **Lateș, M. T.** Friction in Bearings of Parallel Axes Transmissions. Applied Mechanics and Materials - Advanced Concepts in Mechanical Engineering I, vol. 658, 2014, ISSN 1660-9336, p. 371-376.
109. Ugural, A. C., Fenster, S. K. Advanced Strength and Applied Elasticity. New Jersey, Prentice Hall Publishers, 2003.
110. Unal, H., Mimaroglu, A. Friction and wear performance of polyamide 6 and graphite and wax polyamide 6 composites under dry sliding conditions. In: Wear, No. 289, p. 132 - 137, 2012.
111. Velicu, R. Organe de mașini. Brașov, Editura Universității Transilvania, 2003.
112. Velicu, R. Planetary multiplicator with belt or chain drive. Design methodology. Proceedings of the International Conference TehnoNav'08, Constanța, (CD), 2008.
113. Velicu, R., **Lateș, M. T.**, Moldovean, G. Analysis and Simulation of Azimuthal Solar Tracking System with Linear Actuators. Proceedings of the 24th European Photovoltaic Solar Energy Conference, Hamburg, 21-25 September 2009.

114. Velicu, R., **Lateș, M. T.**, Moldovean, G. Loading Cases and Forces on Azimuthal Solar Tracking Systems with Linear Actuators. Proceedings of SYROM 2009, Brașov, Romania, p. 723-733.
115. Velicu, R., Moldovean, G., **Lates, M. T.**, Gavrilă, C. C. The experience of the Transilvania University o Brasov in the design of PV tracking systems. Tehnologia Inovativa. Revista Constructia de Masini, vol.63, nr.2, 2011, ISSN 0573-7419, p.29-34.
116. Velicu, R. Dual axes PV tracking system with rotational and linear actuators. In: Annals of the Oradea University Fascicle of Management and Technological Engineering, vol X (XX), nr. 1, 2011, p. 3.115-3.120.
117. Velicu, R., **Lateș, M. T.**, Papuc, R. Friction test ball on flat during running-in period on UMT tribometer. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XI (XXI), Nr.1, Editura Universității din Oradea, 2012, ISSN 1583 - 0691. p. 2.142-2.147.
118. Velicu, R., **Lateș, M. T.**, Papuc, R. Theoretical and experimental study of friction in bearing mountings, VII Iberian Conference on Tribology, FEUP, Porto, Portugal, 20-21 June, 2013, pp.1-6.
119. Velicu, R., **Lateș, M. T.** Wind load cases in the design of the platform of an azimuthal tracker. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XIII (XXIII), ISSUE 1, mai 2014. ISSN 1583 - 0691, p.75-78.
120. Velicu, R., **Lateș, M. T.** Torques on Rotational Axes of PV Azimuthal Sun Tracking Systems. Proceedings of The 4th International Conference on Sustainable Energy, 6 - 8 November, 2014, Brașov, România, ISSN 2352-2534, p. 461 - 470.
121. Velicu, R., **Lateș, M. T.** On the measurement procedure for testing friction in bearing boxes. In: Annals of the Oradea University, Fascicle of Management and Technological Engineering, vol. XIV (XXIV), Nr.1, Editura Universității din Oradea, 2015, ISSN 1583 - 0691. p. 53-59.
122. Velicu, R., **Lateș, M. T.** Time depending friction in bearing mountings. Applied Mechanics and Materials, vol. 823, 2016, ISSN 1662-7482, p. 79-84.
123. Visa, i. a. o. On the Dependence between the Step Orientation and the Received Direct Solar Radiation of a PV Panel, Part I: The Step Azimuthally Orientation. CD Proceedings of the International Conference on Renewable Energy and Power Quality, Santander, Spain, 2008.
124. Vlasrnik, J. Chain drive computational model as virtual engine module, Ph.D. Thesis. Brno University of Technology, Česká Republika, 2009, p. 7-87.
125. War, X., Dwyer-Joyce, R. S. Model Experiments on Automotive Chain Drive Systems, Elsevier Science, Vol 39, p 851-861, 2001.

126. Wheeler, A. J., Ganji, A. R. Introduction to Engineering Experimentation. Third Edition. Pearson Education Publishing House, 2010.
127. Wilkie, J., Johnson, M., Katebi, R. Control Engineering. Palgrave McMillan Publishing House, New York, USA, 2002.
128. Williams, J. Engineering tribology. Cambridge University Press, USA, 2011.
129. Wilson B. S. Traction and wear evaluation of a number of plastic materials and greases under combined rolling and sliding contact conditions. Master Degree Thesys. The Ohio state university, 2012.
130. Zhang, X. R., Pei, X. Q., Wang, Q. H., Wang, T. M., Chen, S. B. The friction and wear properties of carbon nanotubes/graphite/carbon fabric reinforced phenolic polymer composites. In: Advanced Composite Materials, No. 24 (Suppl1), p. 147 - 159, 2015.
131. Zhaobin, C., Tongsheng, L., Yuliang, Y., Xujun, L., Renguo, L. Mechanical and tribological properties of PA/PPS blends. Wear, No. 257, p. 696 - 707, 2004.
132. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L. The Finite Elements Method. Vol. I. Mc Graw-Hill Publishing House, Maidenhead, England, 2006.
133. STAS 1162. Transmisii prin curele trapezoidale. Roți de curea.
134. STAS 1163. Transmisii prin curele trapezoidale clasice si inguste. Calculul transmisiilor cu arbori paraleli.
135. STAS 7192. Curele trapezoidale. Dimensiuni.
136. STAS 5174. Lanț cu role și zale scurte.
137. *** UMT Multi-Specimen Test System. Hardware Installation & Application Manual. Center for Tribology, Dell Ave, Campbell, USA, 2009.
138. *** Catalog de rulmenți, 2012.
139. www.redrock.com
140. www.solar-trackers.com
141. www.mecvel.com
142. www.skf.com
143. www.wattsun.com
144. www.aquathermsolar.com
145. www.homepower.com
146. www.lowtechmagazine.com
147. www.matweb.com
148. www.poliamida.ro
149. www.perfectpolymers.com/extruded-polyamides.html
150. www.dsm.com
151. www.campusplastics.com
152. www.schaeffler.com