



UNIVERSITATEA “POLITEHNICA” din BUCUREȘTI

FACULTATEA DE INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ

DEPARTAMENTUL ORGANE DE MAȘINI ȘI TRIBOLOGIE

Nr. Decizie Senat / 30.06.2017

TEZĂ DE DOCTORAT -REZUMAT-

CONTRIBUȚII LA REDUCEREA EXCITAȚIILOR PARAMETRICE LA ANGRENAJELE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI CONTRIBUTIONS TO PARAMETRIC EXCITATION REDUCTION AT HELICAL GEARS

Autor: Ing. Ionel Sorin GABROVEANU

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof.dr.ing. Octavian DONȚU	De la	Universitatea „Politehnica” București
Conducător		De la	Universitatea „Politehnica” București
de doctorat	Prof.dr.ing. Andrei TUDOR		
Referent	Prof.dr.ing. Vasile BOLOȘ	De la	Universitatea „Petru Maior” Târgu Mureș
Referent	Dr.ing. Valentin SILIVESTRU	De la	INCDT-COMOTI București
Referent	Conf.dr.ing Victor MARIAN	De la	Universitatea „Politehnica” București

București, 2017

Cuprinsul

NOTAȚII UTILIZATE	4
1. CONSIDERAȚII GENERALE	5
1.1. Scurtă privire asupra domeniului de cercetare	5
1.2. Scopul și obiectivele lucrării	5
1.3. Importanța științifică și aplicativă a lucrării	6
2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR	6
2.1. Introducere	6
2.2. Stadiul actual al cercetărilor teoretice	7
2.2.1. Surse de excitații, efecte comparative asupra comportării vibroacustice a angrenajului	7
2.2.2. Stadiul la zi al cercetărilor teoretice	8
2.2.2.1. Introducere	8
2.2.2.2. Stadiul la zi în domeniul deformațiilor danturii la angrenajele cilindrice	8
2.3. Stadiul actual al cercetărilor experimentale	11
2.3.1. Tipuri de standuri	11
2.3.2. Stadiul la zi al cercetărilor experimentale	11
2.4. Direcțiile de cercetare necesare pentru elaborarea tezei	14
3. CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII TEORETICE	15
3.1. Scopul și obiectivele cercetării teoretice	15
3.2. Cercetări teoretice folosind metoda elementului finit	15
3.2.1. Concepte de bază în metoda elementului finit	15
3.2.2. Studiul unor mărimi caracteristice ale angrenării prin metoda elementului finit	16
3.2.2.1. Pașii analizei cu elemente finite	16
3.2.2.2. Datele de bază ale angrenajului studiat în diferite modele ..	16
3.2.2.3. Modele de angrenaj discretizate	17
3.2.2.4. Condiții la limită	18
3.2.2.5. Aducerea modelului în poziția de calcul	18
3.2.2.6. Declararea contactelor	19
3.2.2.7. Rezolvarea numerică a modelului	19
3.2.2.8. Modul de calcul al rigidității angrenării	20
3.2.3. Rezultate obținute	21
3.2.3.1. Rigiditatea angrenării	21
3.2.3.2. Alte rezultate	22
3.2.4. Limitări ale metodei și posibilități de corectare	22
3.2.4.1. Concluzii	24
3.3. Cercetări teoretice privind simularea dinamică a angrenării cu software specializat MSC ADAMS 2015.1	24
3.3.1. Angrenajul studiat	24
3.3.2. Simularea angrenării	25
3.3.2.1. Condiții de simulare	25
3.3.3. Rezultate obținute	26
3.3.3.1. Angrenaj îngust, grad de acoperire suplimentar 0.8667	26
3.3.3.2. Angrenaj lat, grad de acoperire suplimentar 1.0000	26
3.3.4. Studiul comparativ al celor două tipuri de angrenaje	26

3.3.4.1 Centralizator de rezultate.....	26
Rezultatele au fost prezentate direct grafic, după cum urmează.....	26
3.3.5 Evaluarea rezultatelor	26
3.3.6 Concluzii.....	28
3.4 Concluzii generale ale cercetării teoretice	28
4. CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII PROPRII EXPERIMENTALE.....	28
4.1. Standuri de încercare.....	28
4.1.1. Stand static pentru măsurarea rigidității angrenării	28
4.1.1.1. Descrierea standului.....	28
4.1.1.2. Metoda de lucru	29
4.1.2. Stand dinamic pentru măsurarea comportării la vibrații.....	32
4.1.2.2. Descrierea standului și metoda de lucru.....	32
4.1.2.3. Metoda de lucru	35
4.2. Rezultate experimentale	37
4.2.2. Rezultate obținute cu ajutorul standul static de măsurare a rigidității angrenării	37
4.2.2.1. Rezultate experimentale	37
4.2.2.2. Compararea cu rezultatele teoretice statice	39
4.2.2.3 Concluzii	40
4.2.2.4. Propuneri de îmbunătățire a metodei	40
4.2.3. Rezultate obținute pe standul dinamic.....	41
4.2.3.1 Pregătirea standului pentru probă	41
4.2.3.2. Experimentări	41
4.2.3.3. Rezultate experimentale	42
4.2.3.3.1. Rezultate experimentale la angrenajul cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea	42
4.2.3.3.2. Rezultate experimentale la angrenajul cu grad de acoperire suplimentar micșorat.....	43
Vibrograme obținute	44
4.2.3.3.3. Compararea rezultatelor experimentale obtinute, în cazul celor doua tipuri de angrenaje	44
4.3. Concluzii	48
5. CONCLUZII FINALE	48
5.1. Considerații sintetice privind cercetările efectuate	48
5.2. Contribuții proprii.....	49
5.2.2. Contribuții teoretice	49
5.2.3. Contribuții experimentale.....	49
6. BIBLIOGRAFIE	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

Notații utilizate

a	Distanța între axe
b	Lățimea danturii
d_a	Diametrul de cap
d_b	Diametrul de bază
d_g	Diametrul de corecție de profil al piciorului
d_L	Diametrul de început de evolventă
d_m	Diametrul mediu
f_z	Frecvența angrenării
i	Indicele liniei curente de contact
k_γ	Rigiditatea angrenării
l_k	Lungimea liniei de contact k
m_n	Modulul normal
p_{bt}	Pasul de bază frontal
$r_{b1,2}$	Raze de bază
x	Coordonată. Deplasarea specifică de profil
y	Coordonată
z	Coordonată. Numărul de dinți
α_{wt}	Unghiul de angrenare frontal
A, B, C, D, E	Punctele caracteristice pe linia de angrenare
F_n	Forța normală în contact
L_h, L_σ	Funcții de transmisie acustică
$L_F(f)$	Spectrul de putere vibratorie
$L_W(f)$	Spectrul de putere acustică radiantă
N	Mulțimea numerelor naturale
T	Cuplul
β	Unghiul de înclinare de referință a danturii
δ	Deformația dintelui / danturii
ε_α	Gradul de acoperire frontal
ε_β	Gradul de acoperire axial (suplimentar)
$\varepsilon_{\gamma r}$	Gradul de acoperire total real
φ	Unghiul relativ de rotire între roțile dințate
$\Delta_{\alpha a}$	Adâncimea normală a corecției de cap
1,2	Indicele pinionului și, respectiv, al roții

1. CONSIDERAȚII GENERALE

1.1. Scurtă privire asupra domeniului de cercetare

Pentru a se vedea justificări ale cercetării problematicei aplicării de măsuri active în domeniul protecției vibroacustice a angrenajelor cilindrice, se pleacă la analiza problemelor de cercetare existente și viitoare în domeniu.

Tendențele de bază actuale și de perspectivă în construcția de mașini sunt, printre altele:

1. creșterea fiabilității pentru anumite produse care necesită o siguranță ridicată în funcționare (aici intră angrenajele în anumite aplicații);
2. reducerea greutateii și gabaritelor sistemelor tehnice.

Deoarece majoritatea sistemelor mecanice moderne cuprind transmisii cu roți dințate, care de multe ori hotărăsc gabaritele acestora, reducerea greutateii și gabaritelor angrenajelor se impune ca primă și foarte eficace măsură. În mare, măsurile pentru reducerea greutateii și gabaritelor angrenajelor sunt (Sauer, 1970 b):

1. creșterea capacității portante a acestora;
2. folosirea de metode de calcul moderne a angrenajelor.

Dintre aceste măsuri, cea principală este creșterea capacității portante a angrenajelor. se prezintă în continuare modalitățile de creștere a capacității portante a acestora:

1. creșterea calității dinamice interne a angrenajului, în vederea reducerii sarcinilor dinamice interne și, ca urmare, creșterea durabilității, a fiabilității sau reducerea gabaritului la parametri de încărcare impuși;
2. măsuri constructive și tehnologice, cum sunt:
 - a) angrenajele cu dinți înclinați (utilizate cu precădere), care au o portanță mai ridicată în raport cu cele cu dinți drepți;
 - b) corecții ale danturii ce asigură o portanță ridicată;
 - c) angrenajele extrapolare;
 - d) lubrifianți care au capacități ridicate de ungere;

Din această prezentare rezultă importanța deosebită a aplicării de măsuri pentru îmbunătățirea comportării dinamice interne. Acestea rămân actuale angrenajele cilindrice cu dinți drepți sau înclinați în evolventă, la care se manifestă puternic excitațiile interne.

Prin aplicarea de măsuri active de reducere a vibrațiilor parametrice se asigură cele două tendințe de dezvoltare în construcția de mașini evidențiate anterior.

1.2. Scopul și obiectivele lucrării

Analiza stadiului actual al cercetării în domeniu care se va efectua în lucrare va confirma scopul și obiectivele menționate mai jos.

Scop. Lucrarea de față studiază posibilitatea aplicării de măsuri active pentru îmbunătățirea comportării vibroacustice a angrenajelor cilindrice în evolventă cu dinți înclinați, prin reducerea excitațiilor parametrice.

Obiectivele prin care se îndeplinește scopul sunt evidențiate mai jos:

1. analiza stadiului la zi al cercetărilor teoretice și experimentale;
2. cercetări teoretice prin studiul influenței gradului de acoperire axial egal cu un număr natural asupra:
 - a) rigidității angrenării;
3. cercetări experimentale de confirmare a rezultatelor teoretice obținute;
4. concluzii finale.

1.3. Importanța științifică și aplicativă a lucrării

Cercetarea combinată, teoretică și experimentală are ca finalitate realizarea de angrenaje cu dinți înclinați în evolventă cu regim vibroacustic îmbunătățit, ce determină avantajele majore menționate anterior: creșterea durabilității și a fiabilității și reducerea gabaritului.

Reducerea greutatei și gabaritelor angrenajelor se impune ca primă și foarte eficace măsură în aviație (avioane, elicoptere).

Capitole din prezenta lucrare sunt edificate pe baza experienței dobândite în cadrul unor contracte la care a participat sau participă INCDT-COMOTI în cursul ultimilor ani (contractele STARTGENSYS și ELTESTSYS finanțate de Uniunea Europeană, având ca obiectiv realizarea de standuri de test de înaltă performanță care includ transmisii mecanice de performanță). Soluții teoretice discutate în această lucrare au fost aplicate la produse ale INCDT-COMOTI vândute unor beneficiari interni, dar și externi, cel mai marcant caz fiind cel al compresorului în trei trepte, beneficiar fiind LINDE – GAS International.

Un punct de cotitură în studiul angrenajelor de aviație în Europa, mai precis reluarea cercetării în domeniu, a fost constituit de semnarea, în Octombrie 2011 a contractului european ESPOSA, în cadrul căruia autorul lucrării de față are sarcina realizării a doua capitole, incluzând, între altele

- realizarea de studii experimentale asupra rezistenței la oboseala de încovoiere a dinților (STBF);
- realizarea de studii experimentale asupra rezistenței la pitting a angrenajelor;

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR

2.1. Introducere

Stadiul la zi realizat în continuare are ca obiectiv justificarea actualității tematicii tezei. În acest sens se prezintă succint rezultate din lucrări de referință în domeniul teoretic și experimental. Direcțiile tematice sunt următoarele:

1. tipurile de excitații și efectul lor comparativ la angrenajele cilindrice în evolventă cu dinți drepecți sau înclinați, din care să reiasă efectul hotărâtor al excitației parametrice asupra comportării vibroacustice a angrenajului;

2. aspecte privind stabilirea teoretică sau experimentală a mărimilor care definesc excitația parametrică (deformațiile danturii și corpului roții, metode de definire a excitației).

2.2. Stadiul actual al cercetărilor teoretice

2.2.1. Surse de excitații, efecte comparative asupra comportării vibroacustice a angrenajului

În figura 2.1 sunt clasificate sursele de excitație ale angrenajelor. Între ele, pe primul loc la excitații interne se face referire la variația în timp a rigidității în angrenare.

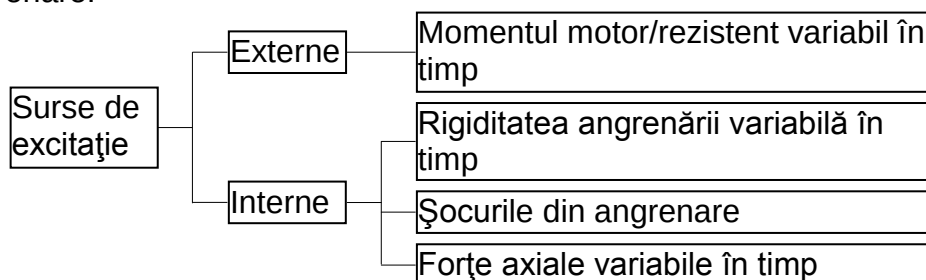


Figura 2.1. Surse de excitație în angrenaje (după Dobre, Mirica, Gabrovanu, 2008)

Majoritatea cercetătorilor apreciază că sunt importante sursele de excitație internă ale angrenajului, care determină perturbarea cinematicii exacte a angrenării:

1. rigiditatea totală a danturii, care este variabilă în timp la numeroase angrenaje, între care se înscriu cele în evolventă cu dinți drepecți și înclinați uzuale (nu se cunosc referințe la angrenajele melcate); această variație determină excitația parametrică a angrenajului;
2. șocurile din angrenare datorate:
 - a) abaterilor de angrenare datorate execuției și montajului angrenajului pe arbori și ale arborelui în carcasă;
 - b) deformațiilor angrenajului, care determină intrarea și ieșirea din angrenare înafara zonei teoretice, adică are loc începutul prematur al angrenării și sfârșitul întârziat al angrenării;

Dar, așa cum se va preciza ulterior, literatura arată că cele mai importante excitații rămân cea parametrică și șocurile de angrenare, deoarece astăzi se lucrează cu precizii ridicate ale angrenajelor, când aceste excitații devin mai importante decât abaterile geometrice.

Aceste excitații de bază se pot reduce prin metode active, care acționează în sensul reducerii excitațiilor de la sursă (cu avantajele menționate anterior), și nu de atenuare pasivă a efectelor excitațiilor.

2.2.2. Stadiul la zi al cercetărilor teoretice

2.2.2.1. Introducere

Mai jos se prezintă stadiul la zi în aria legată de scopul și obiectivele lucrării:

- deformațiile danturii care sunt impuse de excitațiile interne (variația în timp a rigidității angrenării);
- excitațiile angrenajelor;
- rezultate succinte obținute de cercetători în aceste domenii de studiu.

2.2.2.2. Stadiul la zi în domeniul deformațiilor danturii la angrenajele cilindrice

Datorită importanței deosebite a problemei deformațiilor danturii în definirea angrenării în sarcină, deci și a excitațiilor, acestea au fost studiate, atât teoretic, cât și practic începând cu mult timp în urmă.

Cercetările asupra deformației danturii se intensifică în timp, odată cu progresul tehnic în realizarea de aparate pentru măsurarea și controlul mărimilor mecanice. Ca prime lucrări, se remarcă cele realizate de **Kistian (1948)**, **Korovcinski (1949)**, **Andojski (1951)**, **Weber și Banaschek (1953)**, **Kistian și Frenkel (1956)**, **Rettig (1957)**, **Schlaf (1962)**.

Ca modele de deformație elastică a dintelui se menționează următoarele ca fiind reprezentative.

1. **Modelul de grindă încastrată** conform definiției clasice din rezistența materialelor la primele abordări. Modelul a fost reluat mai târziu de **Andojski și Efimovici (1959)**, dar experimentele nu au fost convingătoare.
2. Modelul bazat pe starea plană de deformații (**Weber, Banaschek, 1953**) ține cont (la dintele drept) de raportul de dimensiuni al piesei. Ipoteza este deplin justificată, așa cum s-a menționat anterior: lungimea dintelui mult mai mare decât celelalte dimensiuni. Ca urmare, s-a presupus corect că în locul stării plane de eforturi, $\sigma_z = 0$ se instalează starea

plană de deformații, $\varepsilon_z = 0$.

În figura 2.2 se prezintă schema de încărcare pentru acest model de calcul, precum și pentru determinarea grosimii dintelui la încastrare, $\bar{s}_f$;

3. Un al treilea model este cel de pană

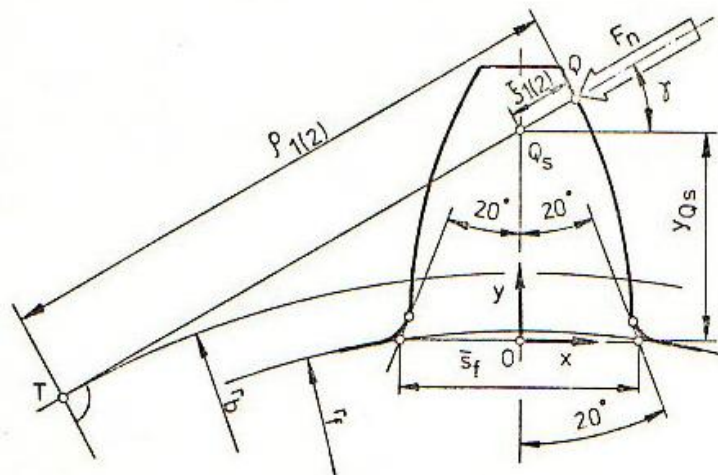


Figura 2.2. Schema de calcul a componentelor deformației danturii (Weber, Banaschek, 1953)

infinită, care, însă fiind bazat tot pe ipoteze simpli-ficatoare conduce la rezultate nevalidate practic.

4. Modelul de placă încastrată la un capăt

Modelul de grindă încastrată elastic are justificare practică, rezultatele fiind în concordanță cu experimentările. În plus, poate fi adaptat relativ ușor de la dantura dreaptă, pentru care a fost inițial conceput, la dantura înclinată, cu rezultate la fel de bune (Ziegler, 1971).

Aprecierile se fac mai mult pentru dantura dreaptă; anumite aspecte legate de gradul de acoperire la dantura înclinată se fac în subcapitolul 2.4.3.2.

Pentru roți dințate cilindrice cu dinți înclinați, diferite variații ale rigidității în angrenare sunt prezentate după Ziegler (1971) în figura 2.3...2.4. Se observă că aceste figuri includ și cazuri de variații pentru gradul de acoperire total real egal cu 2 (figura 2.3) și 3 (figura 2.4). Numai pentru $\varepsilon_{\gamma r} = 3$ se observă o atenuare pronunțată a variației rigidității angrenării, dar care nu este susținută fenomenologic de Ziegler.

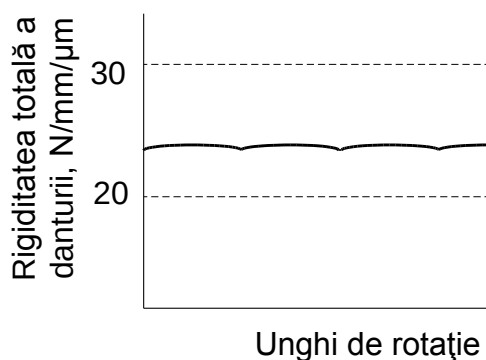


Figura 2.4. Variația rigidității în angrenare pentru $\varepsilon_{\gamma r} = 3$ (după Ziegler, 1971)
 $a=125 \text{ mm}$, $m=2,5 \text{ mm}$, $b=70 \text{ mm}$, $z_1=z_2=46$, $x_1=x_2=0$, $\beta=23^\circ 4' 26''$, $F_n/b=240 \text{ N/mm}$.

O metodă proprie de definire a rigidității a formulat Dobre (1987), care a considerat angrenarea prematură și ieșirea

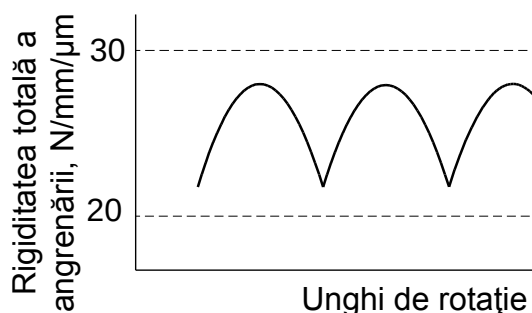


Figura 2.3. Variația rigidității în angrenare pentru $\varepsilon_{\gamma r} = 2$ (după Ziegler, 1971)

$a=125 \text{ mm}$, $m=2,5 \text{ mm}$, $b=70 \text{ mm}$,
 $z_1=z_2=46$, $x_1=x_2=0$, $\beta=23^\circ 4' 26''$,
 $F_n/b=240 \text{ N/mm}$.

Forța pe dinte variabilă în timp care acționează în angrenaj influențează considerabil comportarea vibratorie și zgomotul transmisiei cu roți dințate.

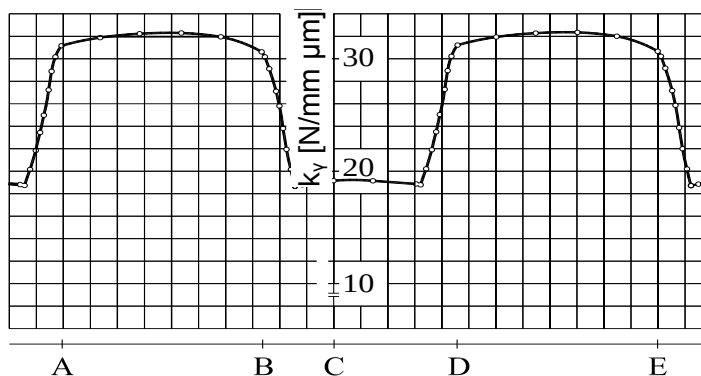


Figura 2.5. Variația statică în trepte a rigidității angrenării în lungul liniei de angrenare la roți dințate cu dinți drepti (după Dobre, Mirica, Gabroveanu, 2008)

$a = 125 \text{ mm}$, $m = 4 \text{ mm}$, $\beta = 0^\circ$; $z_1 = 23$; $z_2 = 37$; $x_1 = 0,69$;
 $x_2 = 0,733$; $b = 46 \text{ mm}$; $T_1 = 784,4 \text{ Nm}$.

întârziată în afara liniei de angrenare la angrenajele cu dinți drepecți, prin așa numitele jocuri de angrenare funcționale. Ca urmare, a arătat că trecerile din variația rigidității angrenării între domeniile de angrenare nu sunt bruște (figura 2.5), conforme cu experiențele evidențiate de **Rettig (1957)**. Figura 2.6 după **Dobre (2006)**, demonstrează apariția șocurilor în angrenare, implicit necesitatea aplicării corecțiilor de profil. Angrenajul este considerat a fi fără abateri de geometrie, roata motoare fiind 1. Cu toate acestea, intrarea prematură în angrenare a dintelui în punctul A și ieșirea cu întârziere din angrenare în punctul D constituie o sursă notabilă de excitație, chiar în cazul unui angrenaj perfect geometric.

Posibilitățile și limitele unor astfel de măsuri au fost discutate de **Storm (1980)**. Caracterul tonal al zgomotului emis rămâne neinfluențat, totuși, datorită acțiunii de bandă largă a acestor măsuri. Ca măsură primară clasică, este de importanță centrală reducerea nivelului de vibrații din angrenaj.

Chong, Myong și Kim (2001) au considerat eroarea de transmitere (cauzată de erorile de fabricație) ca o sursă de vibrații. Pornind de la acest lucru, lucrarea lor studiază calculul simultan al modificării profilului prin minimizarea excitațiilor angrenajelor cu dinți înclinați. Se folosește o mărime numită raportul de aspect dintre lățimea danturii și diametrul de divizare. (figura 2.7).

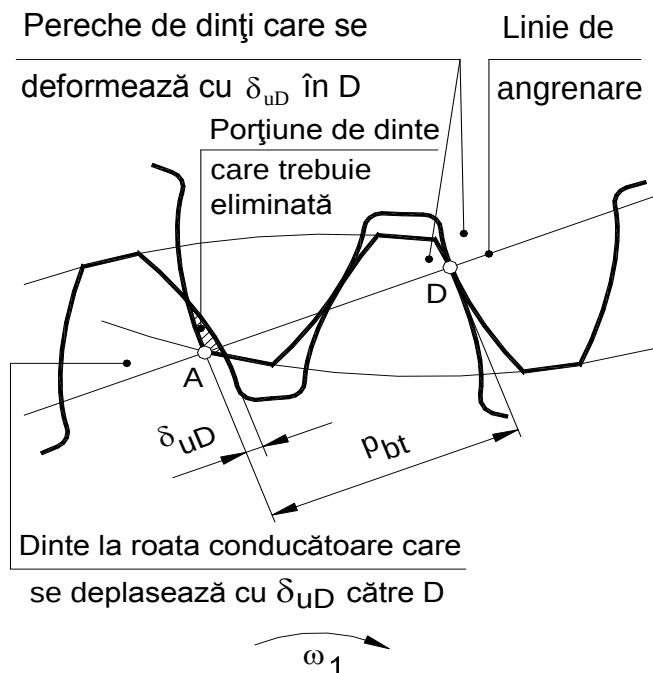


Figura 2.6. Explicația apariției șocurilor de angrenare

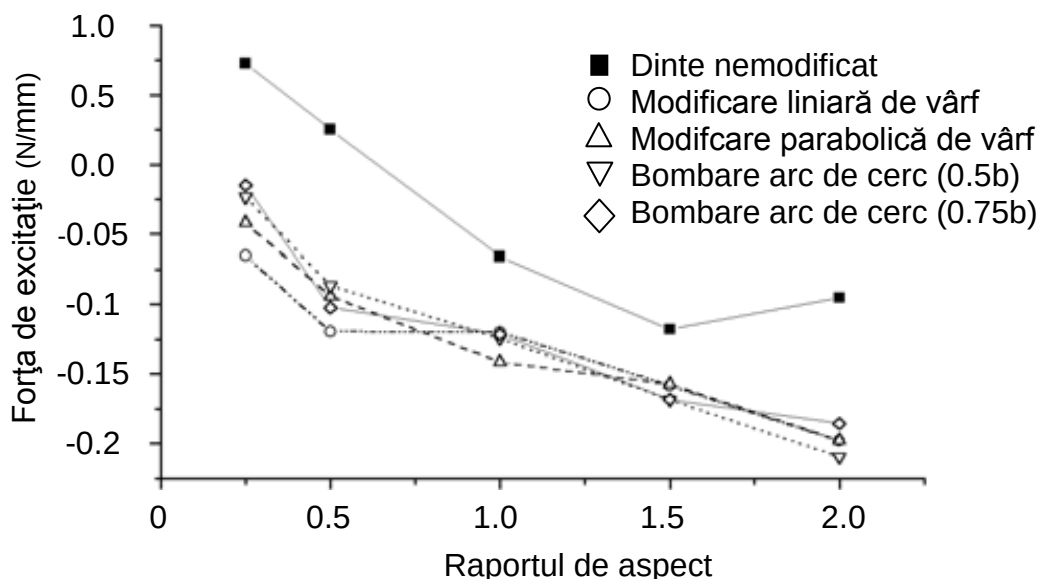


Figura 2.7. Forța de excitație la un angrenaj cu dinți înclinați în funcție de raportul de aspect (după Chong, Myong și Kim, 2001)

Ziegler (1971) s-a ocupat de rigiditatea angrenării și de distribuția de sarcină la angrenaje. El a studiat și efectul gradului de acoperire total real asupra rigidității angrenării, precum și asupra suprasarcinii vibratorii din angrenaj. Situația e descrisă în figura 2.8.

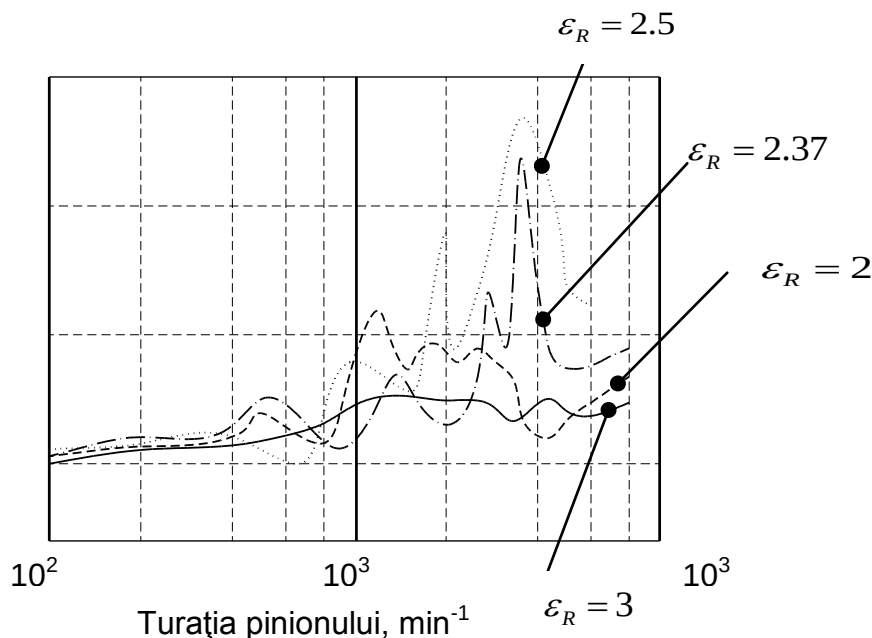


Figura 2.8. Factorul de suprasarcină dinamică (după Ziegler, 1971)

2.3. Stadiul actual al cercetărilor experimentale

2.3.1. Tipuri de standuri

Ținând seama de numeroasele referiri din literatură (v. lista de referințe), principalele tipuri de standuri pentru experimentarea roților dințate sunt:

1. stand cu circuit mecanic deschis;
2. stand cu circuit electric deschis;
3. stand cu circuit mecanic închis ;
4. stand cu circuit electric închis.

În continuare se analizează critic câteva din lucrările reprezentative care abordează tipurile și structura standurilor de încercare ale angrenajelor cilindrice. Studiul literaturii arată că cele mai utilizate standuri sunt cele cu circuit închis mecanic, care vor fi prezentate ca stadiu actual în continuare.

Câteva sisteme de încărcare pentru standuri de încercare a roților dințate sunt prezentate în Chironis (1967).

2.3.2. Stadiul la zi al cercetărilor experimentale

Conform studiilor lui **Khang, Cau și Dien, (2004)**, componentele fundamentale în vibrația roților dințate sunt frecvența de angrenare și

armonicele ei, împreună cu subarmonicele datorate efectelor de modulație. Subarmonicele pot fi folosite ca element de diagnoză în detectarea cedării roților dințate. Excitația parametrică a unui angrenaj a fost studiată. O comparație între model și datele experimentale obținute pe un banc de probă a fost realizată. Fenomenele observate au fost explicate prin expresii analitice, singura modalitate logică, de altfel. Standul utilizat de autori este prezentat în figura 2.19.

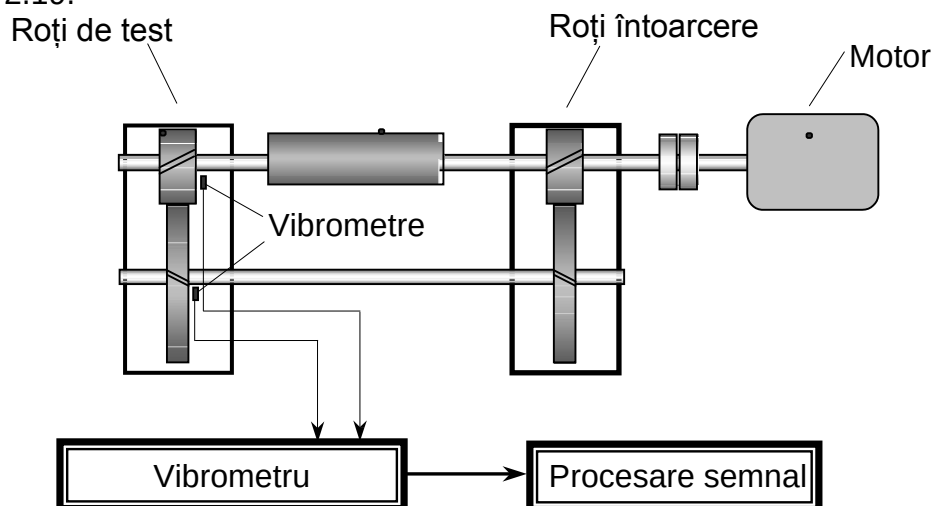


Figura 2.9. Stand de identificare a efectelor defectelor danturii asupra funcționării angrenajului, (Khang, Cau și Dien, 2004)

Într-o altă lucrare (**Hargreaves, Planitz, 2008**) este descrisă componența

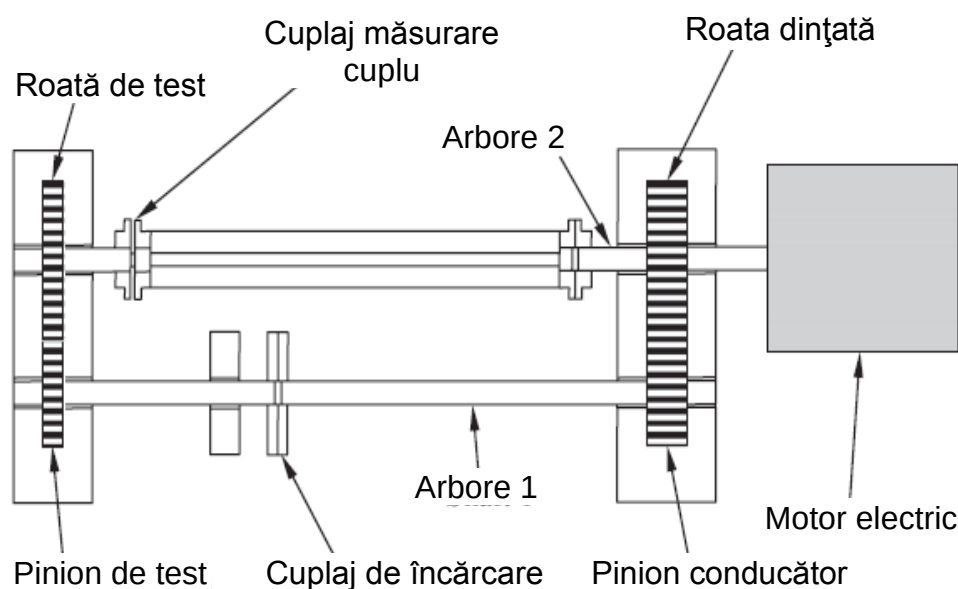


Figura 2.10. Stand FZG în circuit închis, pentru studiul roților dințate, (Hargreaves, Planitz, 2008)

și utilizarea standului pentru roți dințate tip FZG, cu circuit închis (figura 2.10). Roțile de test utilizate sunt de precizie ridicată, astfel încât testele de eficiență a uleiului de ungere să fie relevante. Standul este destinat și testelor de evaluare a calităților de ungere a uleiurilor.

Davali, Garla, Rosa și Boni (2007) au atacat problema erorii totale a angrenajului, utilizând ca parametru măsurabil zgomotul produs de angrenaj în funcționare. Figura 2.11 prezintă standul de evaluare a erorii totale. Standul are o construcție simplă, în circuit deschis.

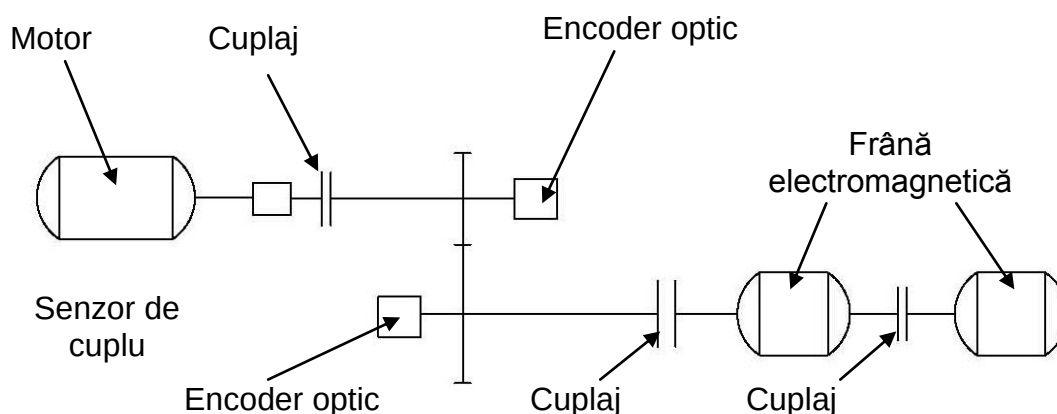


Figura 2.11. Stand de identificare a erorii totale a angrenajului (Davali, Garla, Rosa și Boni 2007)

Concluzia studiului bibliografic este aceea că, în marea majoritate a cazurilor, testele de roți dințate utilizează standuri în circuit închis.

Un stand de mare putere, destinat testării roților dințate la pitting, scuffing și scoring a fost proiectat și construit de către INCDT-COMOTI, în cadrul contractului european ESPOSA, WP 3.4.

Acest stand este destinat încercării unor roți dințate tipizate, în baza experienței unuia din partenerii de contract, Pratt&Whitney Canada.

În figura 2.12 este prezentat standul, iar roata dințată de test este prezentată în anexă. Componenta standului este prezentată în figura 2.13, iar parametrii de exploatare sunt prezentați în tabelul 2.1.

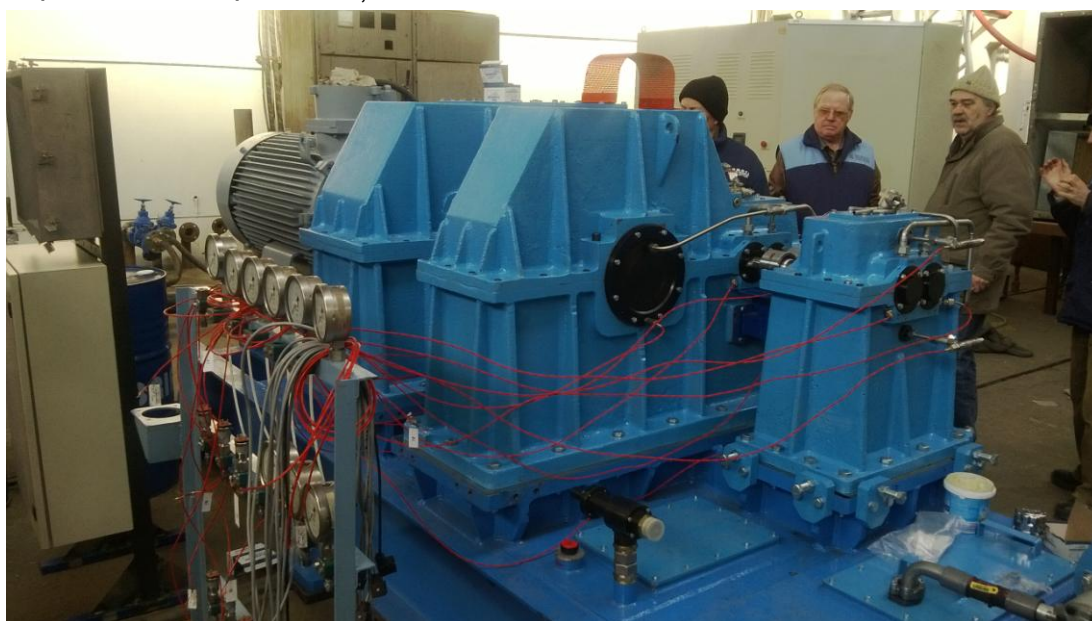


Figura 2.12. Stand de testare roți dințate ESPOSA – INCDT-COMOTI, (dupa Gabrovanu, 2016)

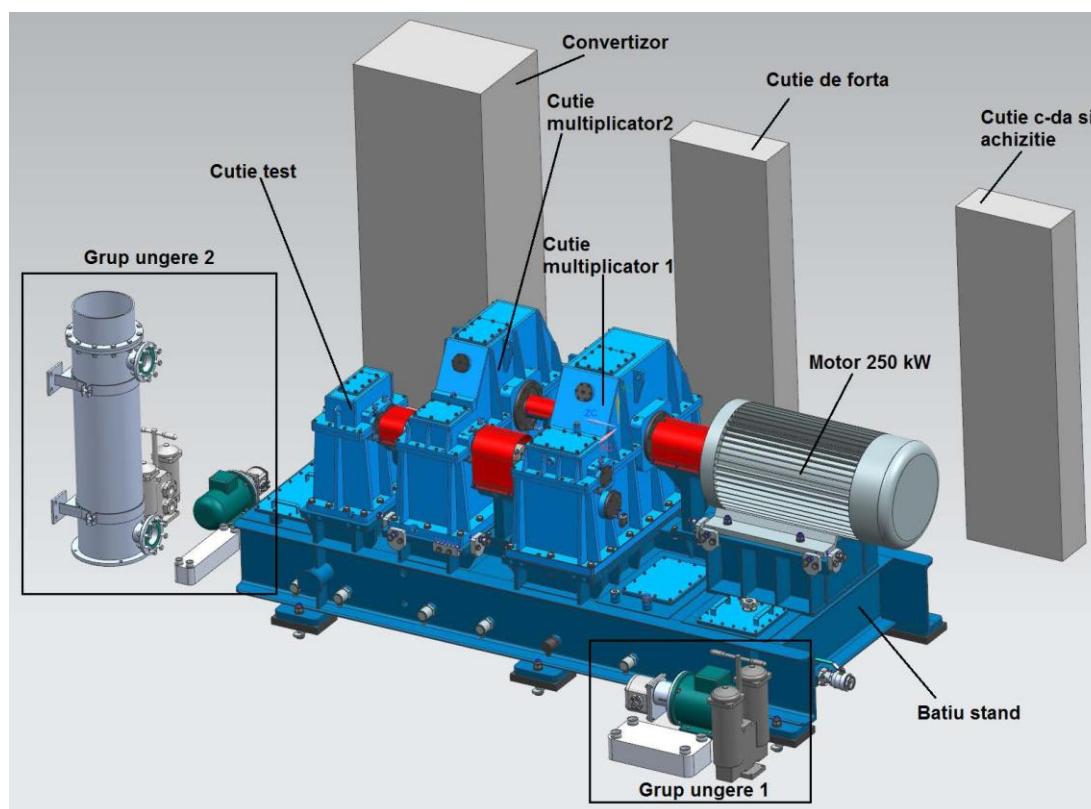


Figura 2.13. Componenta standului de test roți dințate INCDT-COMOTI (dupa Gabroveanu, 2016)

Tabelul 2.3

Parametrul	Gama de variație	Observații
Turația	300 – 20000 RPM	
Cuplul	10 – 500 Nm	Reglabil în funcționare
Temperatură ulei	15 – 120 C	
Debit ulei	1.2 – 30 l/min	Reglabil in functionare

2.4. Direcțiile de cercetare necesare pentru elaborarea tezei

Ținând seama de stadiul actual prezentat mai sus, se pot formula următoarele direcții de cercetare ale tezei, prin scop și obiective.

Scopul. Lucrarea de față tratează influența gradului de acoperire suplimentar asupra comportării vibroacustice a angrenajului, pornind de la faptul că se mai pot dezvolta cercetări de completare a celor evidențiate în stadiul actual. Se are în vedere propunerea de metode de cercetare teoretică și experimentală, care să conducă la rezultate de interes pentru aplicații practice.

Obiectivele prin care se îndeplinește scopul sunt evidențiate mai jos:

1. Studii teoretice bazate pe aplicarea metodei elementului finit, pentru diferite modele de angrenaj și principii de aplicare a metodei: discretizare, densități de rețea, condiții la limită, mod de interpretare a rezultatelor etc. Se studiază pe această cale:
 - a) rigiditatea angrenării în diferite puncte pe linia de angrenare;
 2. Cercetări experimentale:
 - a) propunerea de standuri static și dinamic;
 - b) cercetări experimentale asupra rigidității angrenării;
 - c) rezultate experimentale;
 - d) compararea rezultatelor cu rezultatele teoretice proprii.
- Ca urmare, se ating scopul și obiectivele întregii lucrări, enunțate și în subcapitolul 1.2.

3. CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII TEORETICE

3.1. Scopul și obiectivele cercetării teoretice

Cercetarea teoretică își propune, în principal, să simuleze prin mijloace matematice și numerice fenomenele ce apar în cursul angrenării.

Putem deosebi două direcții de simulare a acestor fenomene, mai exact:

- simularea statică a angrenării, privită ca succesiune de poziții de angrenare tratate separat din punctul de vedere al rigidității (rezolvarea rigidității angrenării „punct cu punct”);
- simularea dinamică a angrenării.

Ambele tipuri de simulare utilizează discretizarea cu elemente finite, metodă bine pusă la punct și larg utilizată în toate domeniile pentru simularea fenomenelor dintre cele mai diverse.

În lucrarea de față, accentul a fost pus pe simularea statică a angrenării, datorită limitării resurselor existente de capacități de calcul pentru realizarea modelelor mai precise de element finit, sau de realizare a unui compromis favorabil între densitatea discretizării și durata de calcul.

Prin utilizarea metodei elementului finit a fost posibilă simularea statică a angrenării, fiind obținute valori pentru rigiditatea angrenării în fiecare punct caracteristic considerat, fiind totodată posibilă obținerea valorii acestui parametru extrem de important în orice punct considerat pe linia de angrenare.

3.2. Cercetări teoretice folosind metoda elementului finit

3.2.1. Concepte de bază în metoda elementului finit

Câteva concepte de bază din metoda elementului finit sunt menționate succint în continuare.

1. Structura. Prin structură se înțelege un ansamblu de corpuri (volume) solide, interconectate, lucrând unitar.

2. Modelul de calcul. Modelul de element finit este o reprezentare matematică aproximativă a structurii de rezolvat.

3. Discretizarea. Reprezintă acțiunea prin intermediul căreia se face trecerea de la un model continuu (cu o infinitate de puncte) la o structură discretă, cu număr finit de puncte.

4. Nodul. Punctele rețelei de discretizare poartă numele de noduri. În noduri sunt definite necunoscutele nodale primare, ce pot fi deplasări sau eforturi. În primul caz, modelul se numește model deplasare, iar în cel de-al doilea caz, model echilibru.

5. Elementul finit. Apare ca urmare a acțiunii de discretizare, adică de împărțire a structurii în fragmente de mai mici dimensiuni, legate între ele prin nodurile comune. Elementul poate fi privit ca fragment de sine stătător, interacționând doar prin intermediul nodurilor.

3.2.2. Studiul unor mărimi caracteristice ale angrenării prin metoda elementului finit

3.2.2.1. Pași analizei cu elemente finite

Pașii metodei de analiză cu elemente finite sunt:

1. stabilirea datelor de bază ale angrenajului necesare studiului prin elemente finite;
2. modelele de angrenaj discretizate;
3. condițiile la limită;
4. aducerea modelului în poziția de calcul;
5. declararea contactelor;
6. rezolvarea numerică a modelului;
7. modul de calcul a mărimilor de interes (rigiditatea angrenării, repartiția frontală și longitudinală a sarcinii).

3.2.2.2. Datele de bază ale angrenajului studiat în diferite modele

Angrenajul în evolvantă cu dinți înclinați studiat este ales în ideea ca gradul de acoperire suplimentar să fie număr natural. Deoarece se fac și experimente, s-a ales varianta ca acest grad să fie egal cu 1, $\varepsilon_\beta = 1$. Se fac studii și asupra angrenajelor cu grade de acoperire apropiat de 1, pentru a se vedea modul de variație al aceluiași mărimi de interes în aceste cazuri.

Datele de bază ale acestui angrenaj sunt date în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1. Datele de bază ale angrenajului studiat în diferite modele

Denumirea	Simbolul	Valoarea
Distanța dintre axe	a_w	125 mm
Numărul de dinți al pinionului	z_1	15
Numărul de dinți al roții	z_2	46

Unghiul de înclinare	β	10°
Coeficientul deplasării normale de profil la pinion	x_1	0.427
Coeficientul deplasării normale de profil la roată	x_2	-0.138
Lăţimea danturii	b	72.3668 mm
Grad de acoperire transversal	ϵ_α	1.45318
Grad de acoperire suplimentar	ϵ_β	1
Momentul de torsiune de bază aplicat la pinion	T_1	392.466 Nm

Momentul de torsiune de bază aplicat la pinion a fost stabilit din condiţia portanţei angrenajului la solicitările de bază (ruperea prin oboseală a piciorului dintelui şi solicitarea de contact prin oboseală a flancurilor, conform ISO-3 6336:2006 şi ISO-2 6336:2006).

Se menţionează că studiile au fost realizate şi cu alte încărcări, care să releve efectul lor asupra mărimilor de interes studiate prin elemente finite.

3.2.3.4 Modele de angrenaj discretizate

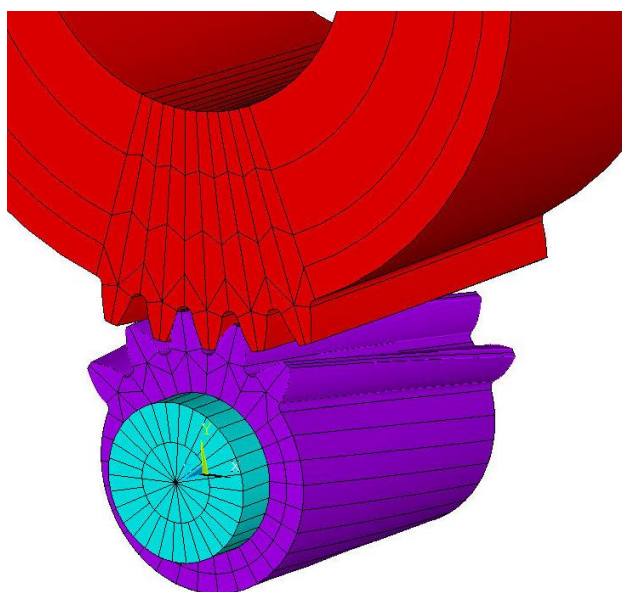


Figura 3.1. Model de calcul al angrenajului cu elemente finite (dupa Dobre, Mirică, Gabroveau, 2008)

Modelul de bază detailat de discretizare pe care se vor face referiri privind metoda de lucru este reprezentat în figura 3.1. cuplul aplicat, $0.5T_1$, $0.75T_1$ şi T_1 ;

Mărimile de discretizare de bază sunt redate în tabelul 3.2.

Tabelul 3.2. Mărimi de discretizare ale modelelor

Pentru reducerea dimensiunilor modelului, atât la roată cât şi la pinion au fost modelaţi doar cinci dinţi.

Reţeaua de elemente de volum, după stabilirea parametrilor de generare este generată automat.

Elementele de contact sunt generate automat de program. Modelele discutate în prezenta lucrare ocupă curent fişiere de aproximativ 16 GB, în

condițiile utilizării programului ANSYS, alte programe putând produce fișiere tampon chiar peste valoarea de mai sus.

3.2.2.4. Condiții la limită

Condițiile la limită se prezintă în figura 3.3 (pentru toate pozițiile de angrenare). Momentul T_1 s-a aplicat în toate pozițiile de angrenare prin intermediul porțiunii de arbore (de diametru 30 mm). Roata se consideră fixată rigid pe alezajul interior (de diametru 50 mm), totuși atât roata cât și pinionul se pot deforma liber pe direcția OZ (deformații mult mai mici decât cele de rotire elastică) fiind fixate numai în secțiunea din “spate”. Pinionul este blocat la încovoiere față de axa arborelui.

De menționat că în realitate există încovoiere în arborii angrenajului și deci angrenarea este afectată de deformații suplimentare.

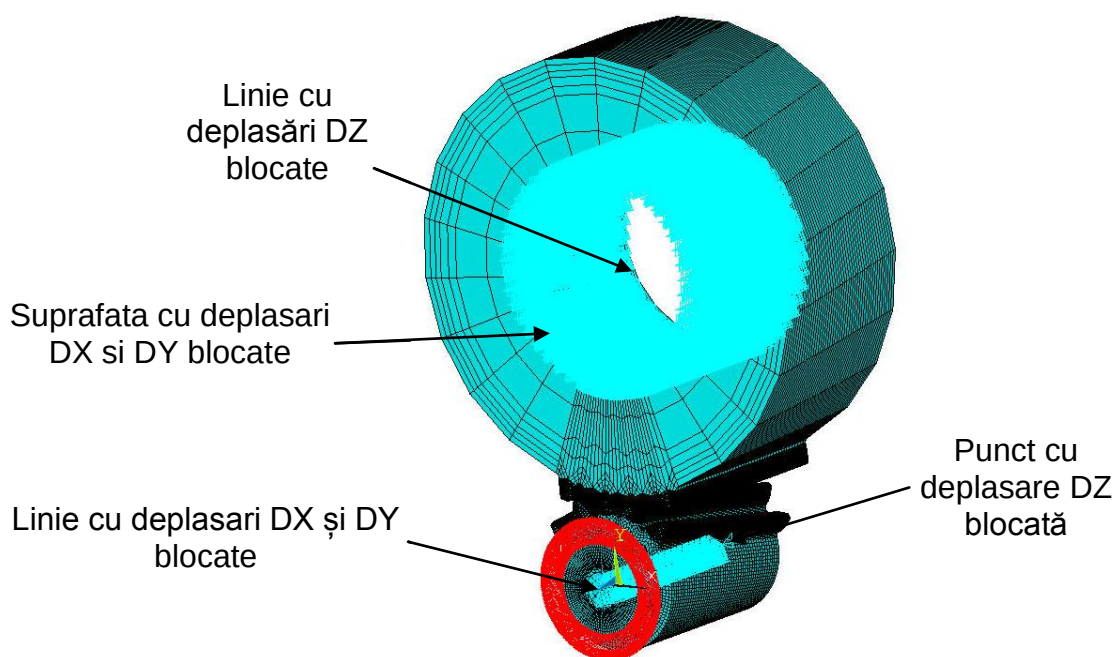


Figura 3.3. Condiții la limită pentru modelul FEA
(după Dobre, Gabrovanu, Mirică, 2008)

3.2.2.5. Aducerea modelului în poziția de calcul

Modelul se analizează în puncte de angrenare (cele de bază sunt date în figura 3.4). Distanța dintre aceste puncte față de punctul de bază A de intrare teoretică în angrenare sunt date în tabelul 3.3 (în care se indică și alte elemente de studiu care vor fi apelate ulterior).

Tabelul 3.3. Punctele caracteristice pe linia de angrenare

Punctul	Distanța pe linia de angrenare [mm]	Penetrația maximă [μm]
A	0	2.75
1	0.7125	2.89
2	3.2194	2.87
3	5.2182	2.11

B	5.4244	4.18
4	5.9166	3.36
C	6.5465	2.19
5	8.7186	3.74
6	11.2165	2.75
D	11.9689	2.75
7	14.7169	2.67
8	16.2172	2.24
E	17.3933	2.75

Aducerea roților modelului în aceste puncte caracteristice se face prin rotirea fiecărei roți cu unghiurile corespunzătoare.; aceste unghiuri se măsoară între linia centrelor roților și axa de simetrie a dintelui care se rotește suprapusă pe linia centrelor.

Mai exact, componentele modelului pot fi aduse în pozițiile corespunzătoare, permițând trecerea la etapa următoare de realizare a modelului final.

3.2.2.6. Declararea contactelor

Pentru a realiza această etapă, este neapărat necesară finalizarea celei de-a doua etape, adică aducerea modelului în poziție de lucru. Programul utilizat, ANSYS are un modul special, dedicat declarării contactelor și a tipului acestora.

La aducerea în contact a suprafețelor, apar penetrații inițiale, mai corect interferențe, datorate impreciziei geometrice a suprafețelor în discuție, din

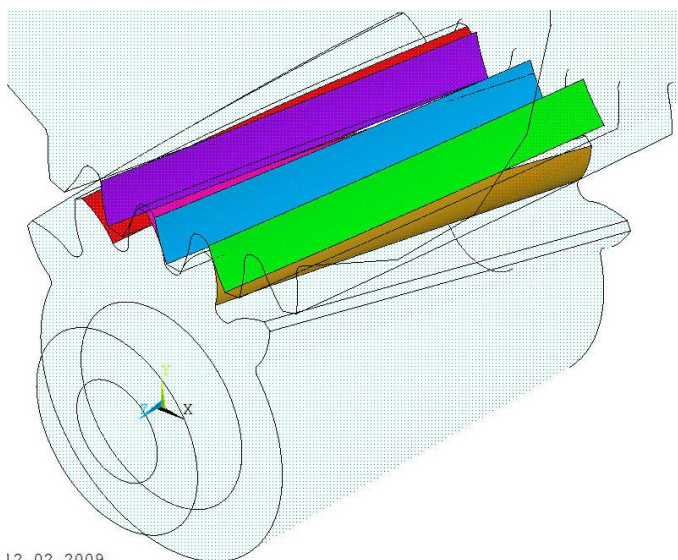


Figura 3.4. Suprafețe de contact (colorate diferit) în poziția de angrenare C

interferențe, datorate impreciziei geometrice a suprafețelor în discuție, din punctul de vedere al discretizării. Figura 3.4 prezintă suprafețele de contact într-unul din cazurile considerate.

3.2.2.7. Rezolvarea numerică a modelului

Matematic vorbind, metoda elementului finit (MEF) este o metodă aproximativă de rezolvare a ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale utilizate la descrierea fenomenelor fizice. Ca domeniu de aplicație, metoda poate fi aplicată în

3.2.2.8. Modul de calcul al rigidității angrenării

Definirea rigidității angrenării s-a dovedit a fi o problemă cu grad ridicat de dificultate în cazul utilizării metodei elementelor finite. Așa cum se arată de către Dobre, Gabroveau și Mirică (2008), în baza condițiilor la limită definite și folosind reprezentările din figura 3.5 se pot trage următoarele concluzii:

1. deplasările tangențiale u_t sunt cvasiliniare în plan transversal, începând de la axa piesei și până la diametrul de fund al danturii;
2. considerând că deplasarea tangențială cvasiliniară pe un cerc de măsurare ales cu diametrul d_c este mică în comparație cu raza roții, se poate scrie cu aproximație că unghiul de rotație relativă este:

$$\varphi_{12} = \frac{2 u_t}{d_c}; \quad (3.14)$$

3. deplasarea tangențială medie este:

$$u_{tm} = \frac{\int_A u_t dA}{\int_A dA} = \frac{\int_A u_t dA}{\pi d_c b}, \quad (3.15)$$

în care dA este elementul de arie pe suprafața laterală a cilindrului;

4. unghiul de rotație relativ mediu rezultă din (3.14) în forma:

$$\varphi_{12m} = \frac{2 u_{tm}}{d_c}; \quad (3.16)$$

5. rigiditatea angrenării poate fi scrisă ca fiind:

$$k_{tm} = \frac{T_1}{\varphi_{12m}}. \quad (3.17)$$

Ca modele realizate, trebuie menționate următoarele:

- în cazul fiecărui model FEA au fost rulate (rezolvate) punctele principale A,B,C,D,E de pe linia de angrenare, la care se adaugă punctele suplimentare 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8;
- în fiecare punct de pe linia de angrenare au fost făcute calculele pentru trei valori aplicate ale cuplului, mai precis 50%, 75% și 100% din cuplul nominal.

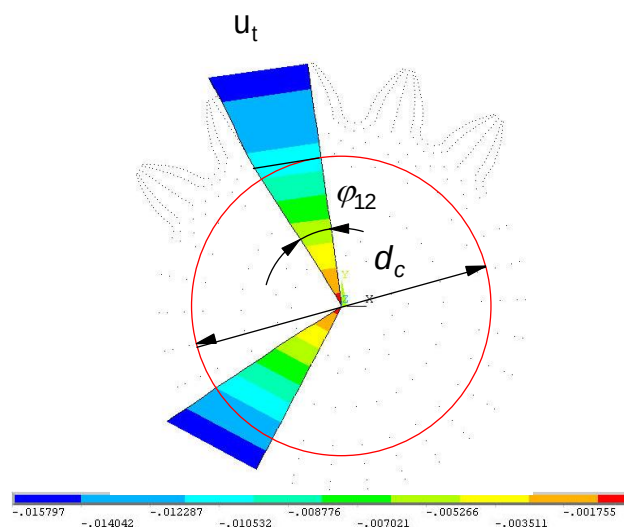


Figura 3.5. Deplasări tangențiale la pinion în secțiune transversală, la mijlocul danturii (după Dobre, Gabrovanu, Mirică, 2008)

3.2.3. Rezultate obținute

3.2.3.1. Rigiditatea angrenării

1. Valoarea maximă a penetrării, de aprox. 4 micrometri, apare în zonele în care presiunea de contact este mare, ceea ce se întâmplă, în general la vârful de dinte. Dacă ținem cont de faptul că rugozitatea are valori medii în jurul valorii de 2 microni, pentru flanc rectificat, înseamnă ca rezultatul obținut este acceptabil ca precizie.
2. Liniile de contact sunt vizibile doar pe figura prezentând presiunile de contact, deplasările fiind prea mici pentru a apărea pe figura 3.4.
 - pentru toate pozițiile de angrenare forțele de contact în dantură sunt constante (invariante), adică în sistemul global de referință $F_x = 12766 \text{ N}$; $F_y = 5064 \text{ N}$ și $F_z = 2272 \text{ N}$.
 - lungimea petelor de contact este constantă circa 1.5 B (B lățimea roților).

- rigiditatea torsională $k_t = \frac{M_t}{\varphi_{12}}$ în secțiunea de mijloc a angrenajului

(valabilă numai pentru momentul considerat, pentru că deformațiile de contact nu sunt liniare) este de circa 700 kNm/rad și este aproximativ

aceeași pentru toate pozițiile de angrenare ($\varphi_{12} \cong \frac{0.015}{27.17} \text{ rad} = 0.03$

grade, adică deplasarea transversală la piciorul danturii de pinion raportată la raza de picior a pinionului). Faptul că rigiditatea torsională este aprox. constantă rezultă și din analiza câmpului deplasărilor totale în cele 5 poziții de angrenare, care au un maxim ce variază între 0.02228 (min poz D) și 0.02367 (max poz. E).

-penetrarea rezultată din calcul (sub 1 μm cu maxime locale sub 4 μm) ca și erorile de aproximare a geometriei sunt acceptabile din punctul de vedere al FEA.

-starea de tensiuni este calculată cu precizie acceptabilă deși discretizarea în zona contactului ar trebui rafinată.

Constatare: din figura 3.8 deplasarea elastică circumferențială are variație liniară până în apropierea fundului danturii, deci orice cilindru cu diametrul satisfăcând această condiție poate fi utilizat la definirea unghiului de rotație relativă. A fost ales un diametru de referință de 40 mm. Unghiul de rotație relativă între cele două roți dințate poate fi scris

$$\varphi_{12} = \frac{\int_0^b \int_0^{2\pi} v(\theta, z) d\theta dz}{\pi d_m b} \quad (218)$$

Figura 3.11 prezintă rezultatele obținute.

3.2.3.2. Alte rezultate

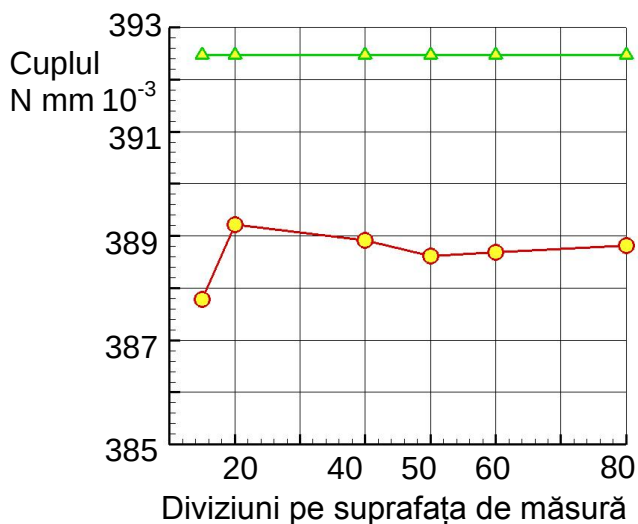


Figura 3.9. variația cuplului funcție de finețea de discretizare a suprafeței de măsură

Figura 3.9 prezintă una din problemele pe care le ridică modelul de element finit, anume eroarea de evaluare în cazul cuplului aplicat modelului și perceput de acesta, sau, mai corect "întors" ca verificare. Se observă că, dacă suprafața de măsură are finețea de discretizare redusă, rezultatele vor fi afectate. Partea interesantă este că o astfel de calibrare este necesară în cazul fiecărui model sau familii de

modele.

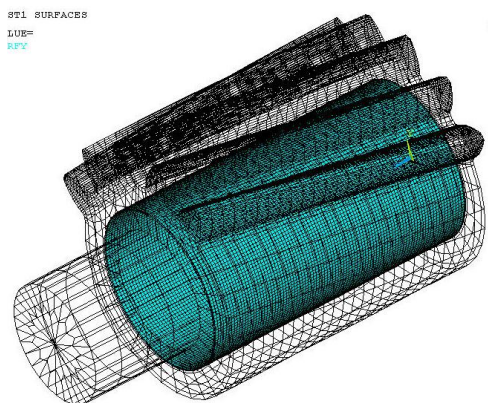


Figura 3.10. Suprafața cilindrică de integrare pentru deplasări și cuplu

Figura 3.10 prezintă suprafața de integrare pentru deplasări și cuplu.

3.2.4. Limitări ale metodei și posibilități de corectare

Se fac următoarele observații:

1. modelul ar trebui și va fi îmbunătățit, urmând a se trasa curbe de eroare, în vederea stabilirii desimii optime a rețelei.

2. pentru validarea finală a modelului este necesară corectarea experimentală, în vederea evidențierii tuturor deformațiilor pieselor în contact.

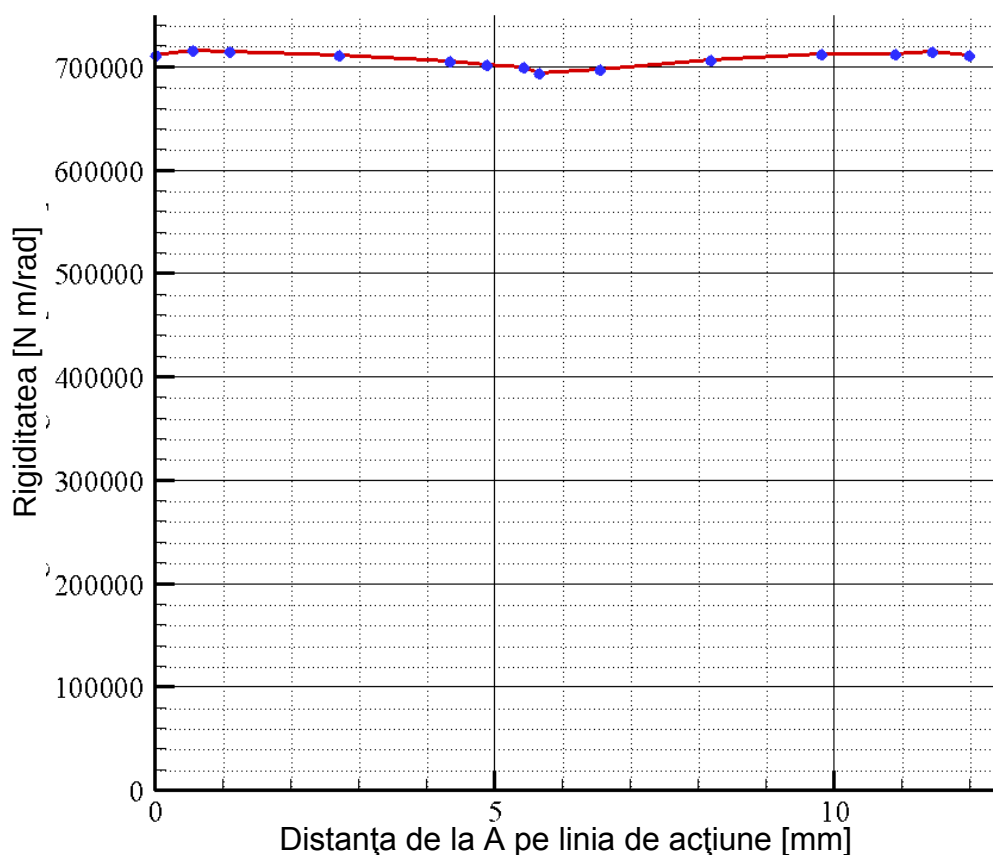


Fig. 3.11. Rigiditatea statică în angrenare în lungul liniei de acțiune, mediata pe cilindru de 40 mm diametru (Dobre, Gabrovanu, Mirica, 2008).

Tabelul 3.3 conține rezultatele calculului.

Tabel 3.3. Rezultatele calculului

Punctul de pe linia de angrenare	Distanța pe linia de acțiune de la punctul A [mm]	Deformația Herziana maximă Penetrația maximă [μm]	Unghiul mediu relativ de rotație în primul plan frontal, de aplicare a cuplului [rad]	Rigiditatea angrenării $\cdot 10^3$ [Nm/rad]
A	0	2.75	$551.52 \cdot 10^{-6}$	711.61
1	0.54242	2.89	$548.63 \cdot 10^{-6}$	715.36
2	1.08483	2.87	$548.91 \cdot 10^{-6}$	714.99
3	2.71207	2.11	$551.46 \cdot 10^{-6}$	711.68
4	4.33930	3.36	$556.46 \cdot 10^{-6}$	705.29

5	4.88172	3.74	$558.94 \cdot 10^{-6}$	702.16
B	5.42416	4.18	$560.72 \cdot 10^{-6}$	699.92
6	5.64856	2.75	$565.84 \cdot 10^{-6}$	693.60
C	6.54616	2.19	$562.91 \cdot 10^{-6}$	697.21
7	8.17306	2.67	$555.74 \cdot 10^{-6}$	706.20
8	9.79986	2.24	$550.84 \cdot 10^{-6}$	712.48
9	10.88436	2.07	$550.71 \cdot 10^{-6}$	712.66
10	11.42666	2.44	$549.00 \cdot 10^{-6}$	714.87
D	11.96896	2.75	$551.44 \cdot 10^{-6}$	711.70

3.2.4.1. Concluzii

Ca singură concluzie, fundamentală însă, se observă ca și prin metoda elementului finit sunt confirmate ipotezele de cvasiconstanță a rigidității în angrenare în cazul în care gradul de acoperire suplimentar al danturii este număr natural.

Ca măsură activă de reducere a vibrațiilor la sursă, în cazul angrenajelor, în afară de corecția de profil, studiată foarte mult, reducerea variației rigidității în angrenare pare a fi o soluție foarte promițătoare.

Avantajul practic este acela că se poate aplica ușor la turbotransmisii, care au danturi de lățime mare, iar la care, exact din această cauză corecțiile de profil se execută cu mare dificultate.

Angrenajele studiate se încadrează în această categorie, studiul efectuat cu ajutorul metodei elementului finit demonstrând următoarele:

1. Indiferent de ipoteza de calcul utilizată, variația rigidității angrenării este foarte redusă, sub 3%.
2. Ipoteza de a lua în calcul întreaga lățime a danturii aproximează bine situația reală, dar pentru obținerea unei depline certitudini este necesară o etapă de experimentare.
3. În cazurile studiate, variația rigidității angrenării este lină, fără treceri bruște.

3.3. Cercetari teoretice privind simularea dinamică a angrenării cu software specializat MSC ADAMS 2015.1

3.3.1. Angrenajul studiat

Au fost studiate doua angrenaje, conform tabelului 3.4, cu doua latimi precizate, conform aceluasi tabel 3.4. Pentru latimea de 72.3668 gradul de acoperire suplimentar are valoarea unu, iar pentru latimea rotii 62.3668 gradul de acoperire suplimentar are valoarea de 0.8667.

Tabel 3.4

Denumirea	Simbolul	Valoarea
Distanța dintre axe	a_w	125 mm
Numărul de dinți al pinionului	z_1	15
Numărul de dinți al roții	z_2	46
Unghiul de înclinare	β	10°
Coeficientul deplasării normale de profil la pinion	x_1	0.427
Coeficientul deplasării normale de profil la roată	x_2	-0.138
Lățimea danturii	b	72.3668/68.3668 mm
Grad de acoperire transversal	ϵ_α	1.45318
Grad de acoperire suplimentar	ϵ_β	1/0.8667
Momentul de torsiune de bază aplicat la pinion	T_1	392.466 Nm

În continuare, angrenajul cu latime mare va fi denumit “angrenaj lat”, iar angrenajul cu latime mica “angrenaj îngust”.

3.3.2. Simularea angrenării

3.3.2.1. Condiții de simulare

A fost realizată simularea funcționării celor două angrenaje, lat și îngust, în următoarele condiții:

- 1) Turatia la pinion fixă și constantă, $n=1000$ RPM, 2000 RPM, 3000 RPM;
- 2) Cupluri aplicate de 100 Nmm, 100000 Nmm, 200000 Nmm, 300000 Nmm, 280000 Nmm, 320000 Nmm;

Tabelul 3.5 conține datele simularilor realizate.

Tabel 3.5

N1, RPM	Durata simulare, s	Pas, s	Nr. Ture complete la pinion	Viteza unghiulară, deg/s
1000	0.1	0.0001	1.67	6000
2000	0.050	0.00005	1.67	12000
3000	0.0334	0.0000334	1.67	18000

3.3.3 Rezultate obtinute

3.3.3.1. Angrenaj ingust, grad de acoperire suplimentar 0.8667

Pentru fiecare caz de functionare analizat a fost atasata diagrama de viteza unghiulara si acceleratie unghiulara a rotii conduse.

3.3.3.2. Angrenaj lat, grad de acoperire suplimentar 1.0000

Pentru fiecare caz de functionare analizat a fost atasata diagrama de viteza unghiulara si acceleratie unghiulara a rotii conduse.

3.3.4 Studiul comparativ al celor doua tipuri de angrenaje

3.3.4.1 Centralizator de rezultate

Rezultatele au fost prezentate direct grafic, după cum urmează.

3.3.5 Evaluarea rezultatelor

Are sens comparatia valorilor RMS (eficace) ale acceleratiilor unghiulare. Se observa ca raportul dintre cele doua valori RMS la aceeaasi incarcare este clar in favoarea angrenajului cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea (angrenaj lat). Figura 3.12 prezinta situatia functie de cuplul de incarcare aplicat, pentru turatia de 1000 RPM la pinion, figura 3.13 pentru turatia de 2000 RPM la pinion, iar figura 3.14 pentru turatia de 3000 RPM la pinion.

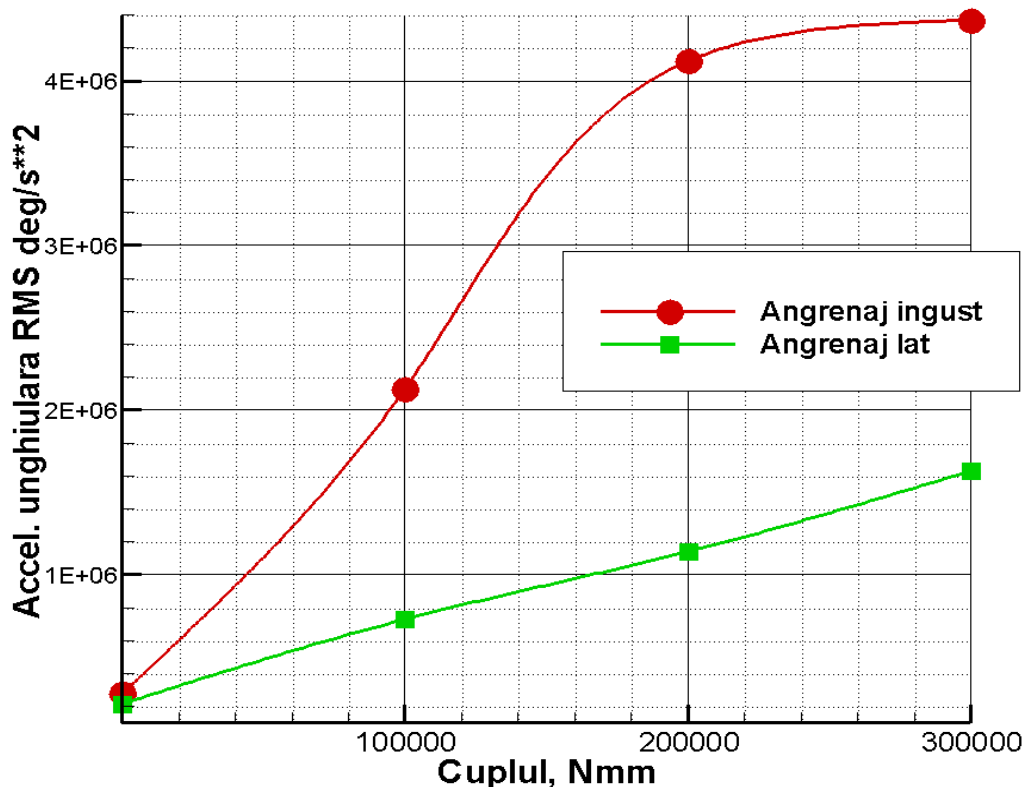


Fig. 3.12. Acceleratia unghiulara RMS la roata, pentru 1000 RPM turatia pinionului.

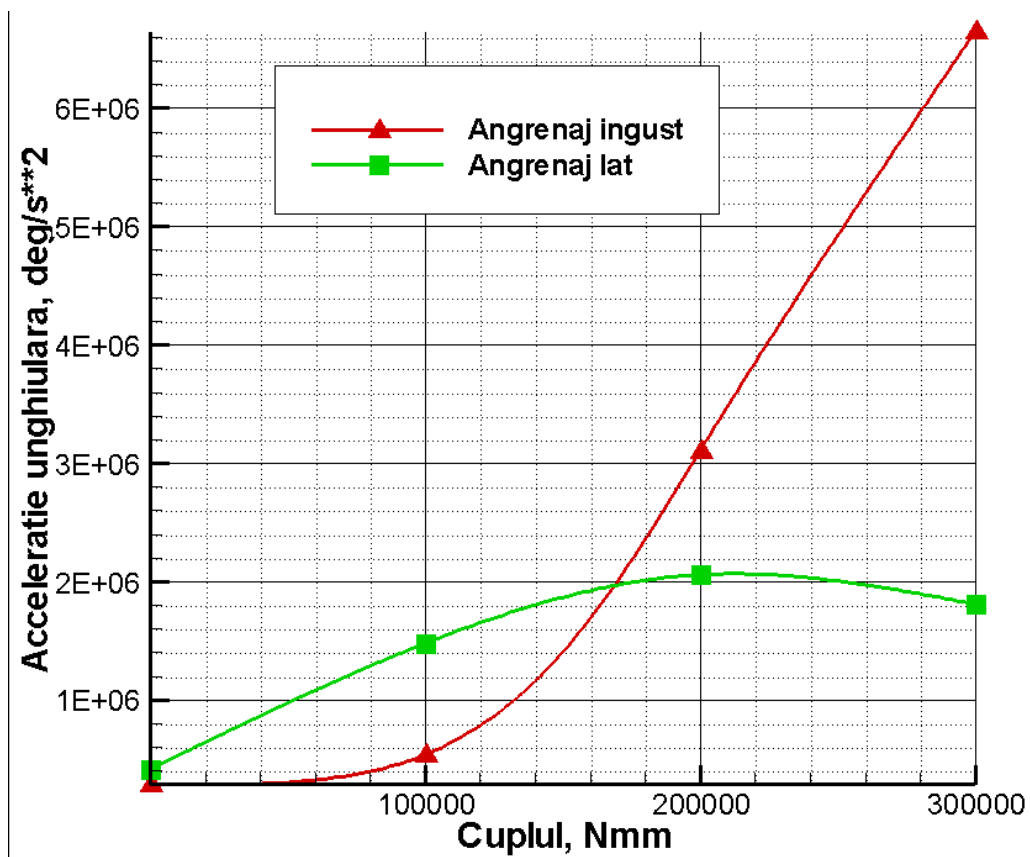


Fig. 3.13 Acceleratia unghiulara RMS la roata, 2000 RPM turatia pinionului.

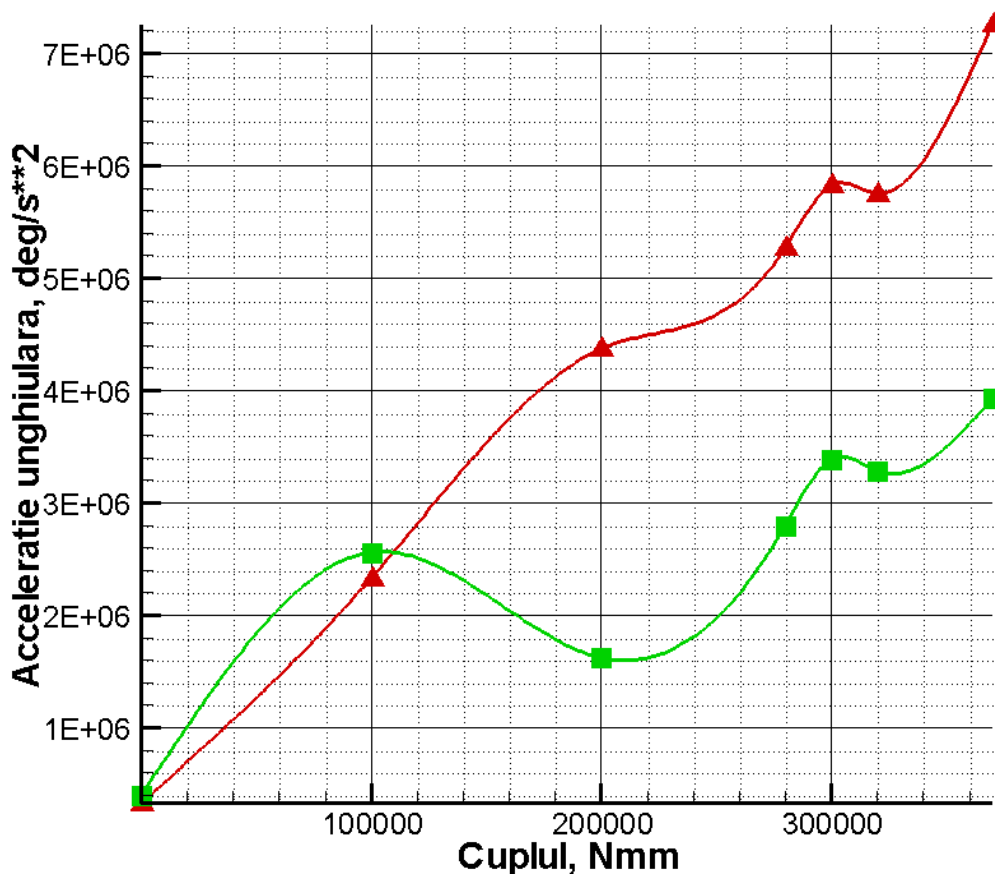


Fig. 3.14 Acceleratia unghiulara RMS la roata, 3000 RPM turatia pinionului

3.3.6 Concluzii

Angrenajul este destinat a functiona in zona cuplurilor mai mari de 200000 Nmm, punctul de calcul fiind la 392000 Nmm.

Dupa cum se observa din figurile 3.12 – 3.14 acceleratia unghiulara a rotii in cazul angrenajului cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea este net inferioara celei realizate in cazul angrenajului cu grad de acoperire suplimentar subunitar.

3.4 Concluzii generale ale cercetării teoretice

A fost propusă ideea că un angrenaj cu surse de excitație internă scăzute este un angrenaj cu funcționare cu nivel de vibrații scăzut.

Principala sursa de excitație internă o constituie variația rigidității angrenării.

Prin metoda elementului finit s-a demonstrat că un angrenaj cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea are variații extrem de reduse ale rigidității angrenării, în comparație cu rezultatele prezentate în bibliografie.

Prin simularea directă a funcționării angrenajelor cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea si subunitar s-a demonstrat teoretic funcționarea mai stabilă din punct de vedere vibratoriu a angrenajului cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea.

4. CERCETĂRI ȘI CONTRIBUȚII PROPRII EXPERIMENTALE

4.1. Standuri de încercare

4.1.1. Stand static pentru măsurarea rigidității angrenării

4.1.1.1. Descrierea standului

Așa cum reiese din figura 4.1, standul static de măsurare a rigidității în angrenare este un stand simplu, ușor de utilizat și mai ales perfectibil.

Ca sisteme de măsurare, se utilizează un spot laser solidar cu pinionul, precum și o doză tensometrică de înaltă precizie.

Doza tensometrică are și rolul de a fixa axial pinionul, evitând deplasarea acestuia.

Ca o constatare, pe măsură ce s-a lucrat cu standul, au apărut și modificări, în sensul simplificării sub anumite aspecte și al complicării, sub alte aspecte.

Cercetările au fost derulate cu ajutorul unui stand static, de construcție proprie, asigurând aplicarea diferitelor cupluri, în gama 0 – 400 Nm.

Standul asigură poziționarea celor doua componente ale angrenajului la unghiurile corespunzătoare.

A fost utilizat angrenajul cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea, iar testele au fost efectuate la mai multe valori ale cuplului aplicat.

Pentru fiecare test, au fost înregistrate deplasările unghiulare relative, asigurând posibilitatea determinării rigidității angrenării.

4.1.1.2. Metoda de lucru

Un element foarte important îl constituie măsurarea rigidității angrenării, în pozițiile caracteristice de pe linia de angrenare. Aceste valori au fost

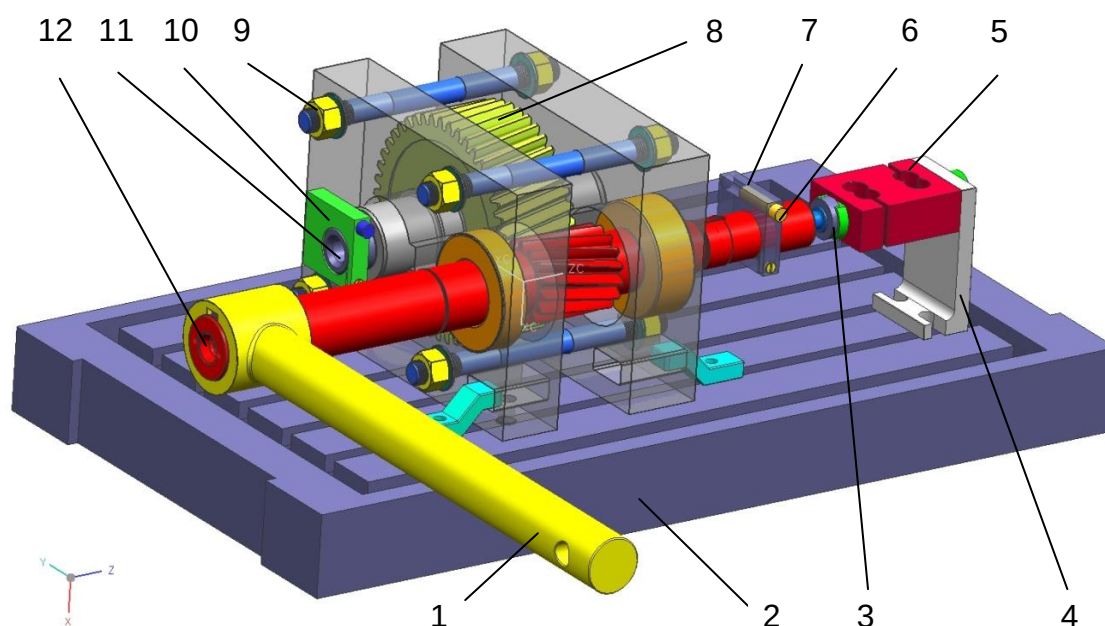


Figura 4.1. Stand static de măsurare a rigidității angrenării (după Gabrovanu, Tudor, Cananau și Mirică, 2015)

1. braț de încărcare; 2. placă suport; 3. rulment axial; 4. suport; 5. celula de forță; 6. spot laser pinion; 7. suport spot; 8. roată dințată; 9. prezon; 10. spot laser roată dințată; 11. arbore adaptare spot roată; calculate prin metoda elementului finit, la trei regimuri de încărcare, situație care a fost reprodusă pe stand. Montajul experimental este prezentat în figura 4.1.

Standul își propune să rezolve problema măsurării rotației sub sarcină a elementului dințat mobil (pinionul), în contact cu elementul dințat fix (roata dințată). Aplicarea sarcinii se face simplu, prin aplicarea de greutate tarate, cu control tensometric al sarcinii aplicate. Pinionul este liber să se rotească în lagăre sub efectul sarcinii aplicate, urmând a fi măsurat unghiul de rotație cuprins între poziția de contact între flancurile dinților și poziția de oprire a mișcării de rotație a pinionului. O problemă ce a trebuit a fi rezolvată a fost cea a preciziei măsurării unghiului de rotație sub sarcină. Măsurarea acestui unghi se face optic, beneficiind astfel de toate avantajele acestui sistem. Mișcarea axială a pinionului este limitată de senzorul de forță axială, cuplat cu pinionul prin intermediul rulmentului axial. Frecările din sistem sunt reduse, datorită utilizării rulmenților. Frecările din sistem pot fi evaluate prin intermediul celor două sisteme de măsură cuplate, puntea tensometrică de pe bratul de aplicare a încărcării și celula de măsurare a forței axiale.

Precizia măsurătorii este asigurată de utilizarea unui laser de medie putere, asigurând montarea ecranului de măsură la o distanță de peste cincizeci metri, citirile putându-se efectua cu multă ușurință.

Soluția aleasă în cazul de față utilizează spoturi laser, deformările ansamblului format din roată dințată și arbore putând fi evaluate direct, experimental. În ideea asigurării rigidității ansamblului, a fost utilizată o masă cu canale T pentru mașini unelte, cu sistemul ei original de fixare. Lăgăruirea pinionului este realizată utilizând rulmenți, roata dințată fiind lagăruită clasic, arbore și bucușă. Pinionul are rotație liberă, stabilizarea ansamblului sub sarcină fiind realizată prin blocarea axială a pinionului, realizată cu ajutorul unei celule de măsurare a forței, care constituie totodată și elementul de verificare a funcționării standului. Metoda utilizată asigură precizii de poziționare superioare oricărei alte metode, dat fiind faptul că suprafața de măsură poate fi plasată la distanțe considerabile.

Considerând că pentru poziționare se utilizează centrul spotului laser, întotdeauna, iar distanța minimă decelabilă cu certitudine între două poziții ale spotului este de 0.5 mm, atunci rezultă rezoluțiile unghiulare cuprinse în tabelul 4.1. la diferite raze de plasare a ecranului de măsură.

Tabel 4.1. Precizii unghiulare de măsurare

Raza de măsurare [m]	Precizia unghiulară [secunde]
2.00	51.5
4.00	25.8
6.00	17.2
8.00	12.9
12.00	8.6
15.00	6.9
60.00	1.71

Sistemul de citire a deformației se bazează pe deplasarea unui spot laser, solidar cu piesa în rotație. Pentru realizarea unei precizii bune a citirii, este recomandată o distanță mare până la ecranul de proiecție, dar aceasta ridică probleme din cauza dispersiei fasciculului laser. Prin urmare, trebuie făcut un compromis, care, în cazul de față se traduce prin posibilitatea de a citi poziția spotului pe un ecran aflat la 60 m cu o precizie de 0,1 mm. Prin utilizarea unor soluții de îmbunătățire a focalizării spotului laser, distanța va putea fi mărită, implicit precizia citirii. Același lucru se poate obține prin utilizarea unui laser cu LED de mare putere, dar care este greu de obținut și, mai mult decât atât, e periculos de utilizat, mai ales în zone cu multe reflexii parazite.

Procedura de efectuare a testelor cu ajutorul standului static de măsurare a rigidității angrenării este descrisă în cele ce urmează:

1. se aduce la orizontală brațul de aplicare a sarcinii. Acest lucru se efectuează cu ajutorul nivelei cu lichid, sau, la nevoie, electronic;
2. cu ajutorul spotului laser se aduce roata în poziția de angrenare corespunzătoare;
3. se strâng în cruce piulițele tiranților, până la blocarea roții;
4. se aplică prima sarcină, a doua sarcină, a treia sarcină, notând unghiurile de deflexie ale capătului neîncărcat al pinionului;
5. în paralel, se notează indicația traductorului de forță.

Au fost realizate condițiile de încărcare, mergându-se pe trei trepte de încărcare, maximul fiind 78 daN.

Datele de încărcare sunt prezentate în tabelul 4.3.

Tabel 4.3. Date de încărcare ale standului static

Treapta de încărcare	Sarcină aplicată [daN]	Cuplul aplicat pinionului [Nm]
1	39	195
2	58.5	292.5
3	78	390

Distanța de plasare a ecranului de măsură a fost de 60 m.

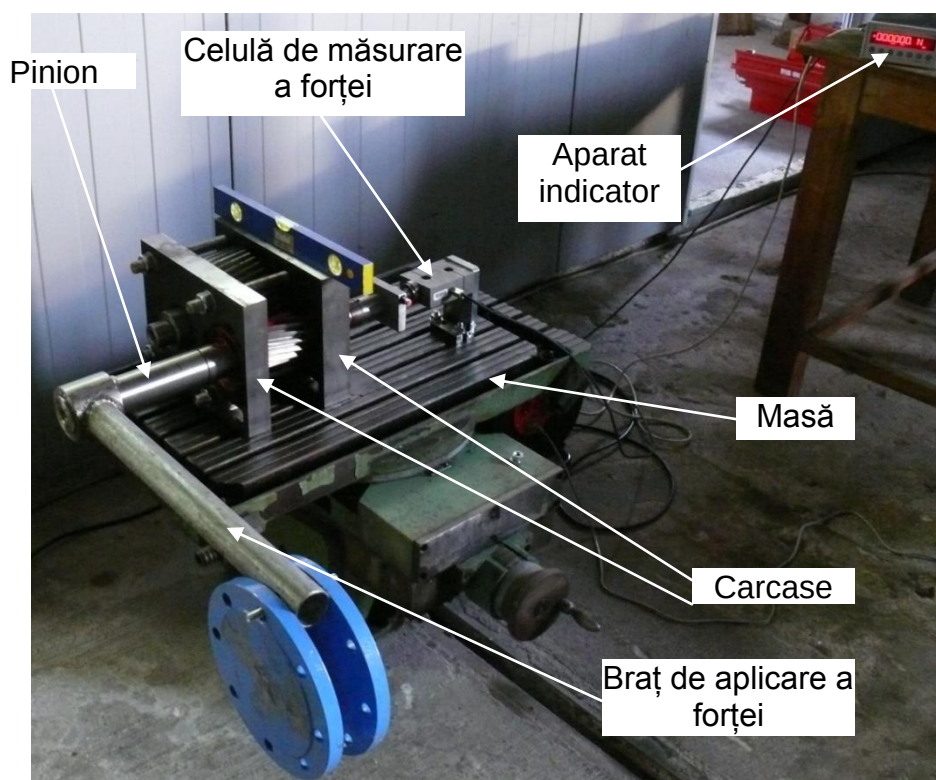


Figura 4.3. Ansamblu general al standului static de măsurarea rigidității angrenării în care se prezintă și instrumentar de măsurare

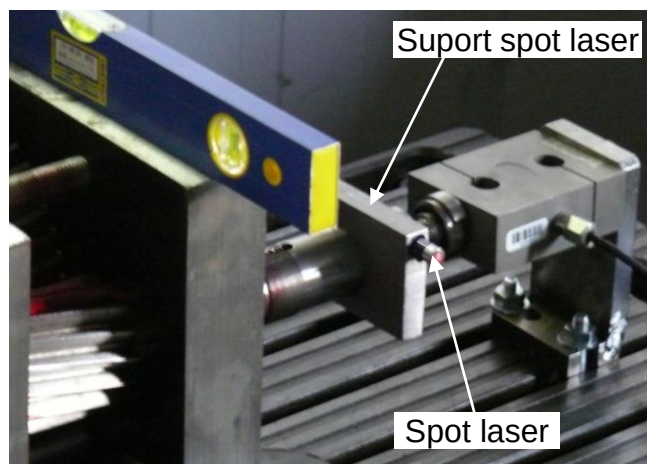


Fig.4.4. Ansamblu parțial al standului static de măsurarea rigidității în angrenare în care se prezintă și instrumentar de măsurare

4.1.2. Stand dinamic pentru măsurarea comportării la vibrații

4.1.2.2. Descrierea standului și metoda de lucru

Măsurarea comportării la vibrații, precum și a repartiției sarcinii pe numărul de perechi de dinți se efectuează pe un stand dinamic, de tipul cu circuit închis, mecanic, prezentat în figura 4.6.

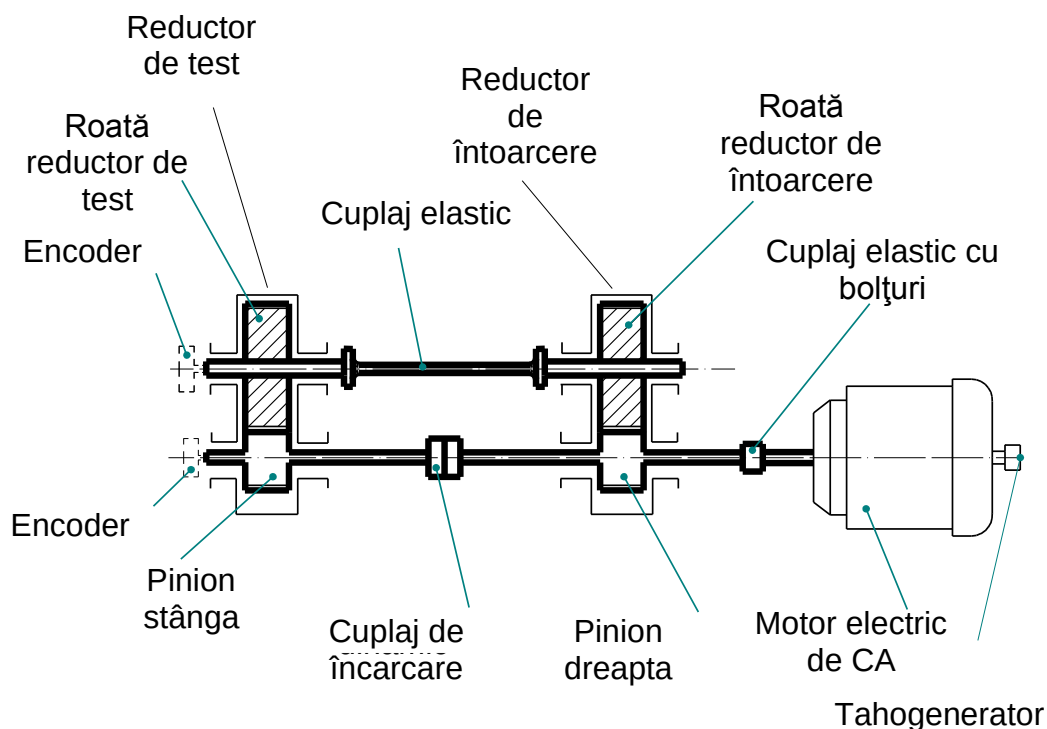


Figura 4.5. Schema stand dinamic (după Gabroveanu, Tudor, Cănanău și Mirică, 2015)

Astfel, pe acest stand au fost realizate mai multe serii de experimentări, diferențiate între ele prin:

- lățimi diferite ale angrenajelor experimentate;

- încărcări diferite ale angrenajelor experimentate;
- turații diferite pentru încercările efectuate.

Încărcarea transmisiei de test este realizată prin intermediul decalării capetelor arborilor, utilizând cuplajul de încărcare. Cuplul astfel aplicat este măsurat cu ajutorul punții tensometrice cu care este prevăzut cuplajul elastic. Preluarea efectivă a semnalului punții tensometrice este asigurată de un bloc de contacte alunecătoare, tip HBM SK 6, special destinat acestui scop.

Ca instrumentare, standul este echipat cu următoarele linii de măsură:

- 1 encoder optic de precizie, tip ROC 425, producție Heidenhain, Germania, două bucăți;
- 2 traductor de cuplu fara contact T10FS Hottinger Baldwin Messtechnik, clasa de precizie 0,05%;
- 3 linii de măsură a temperaturii uleiului din băile de ungere ale celor două reductoare, de test și de întoarcere,
- 4 măsurarea turației motorului electric de curent alternativ,
- 5 nivel general de vibrații al standului- linii de măsura Bentley-Nevada.

Encoderile optice Heidenhain ROC 425 sunt destinate măsurării vibrațiilor torsionale. Acest tip de encodere lucrează în comun, prin intermediul unei plăci de achiziție de date dedicate, produsă de aceeași firmă.



Figura4.6. Detaliu montaj traductori optici Heidenhain ROC 425



Figura 4.7. PLC control temperatura, vibrații și turație



Figura 4.8. Traductor de vibrații Bently Nevada

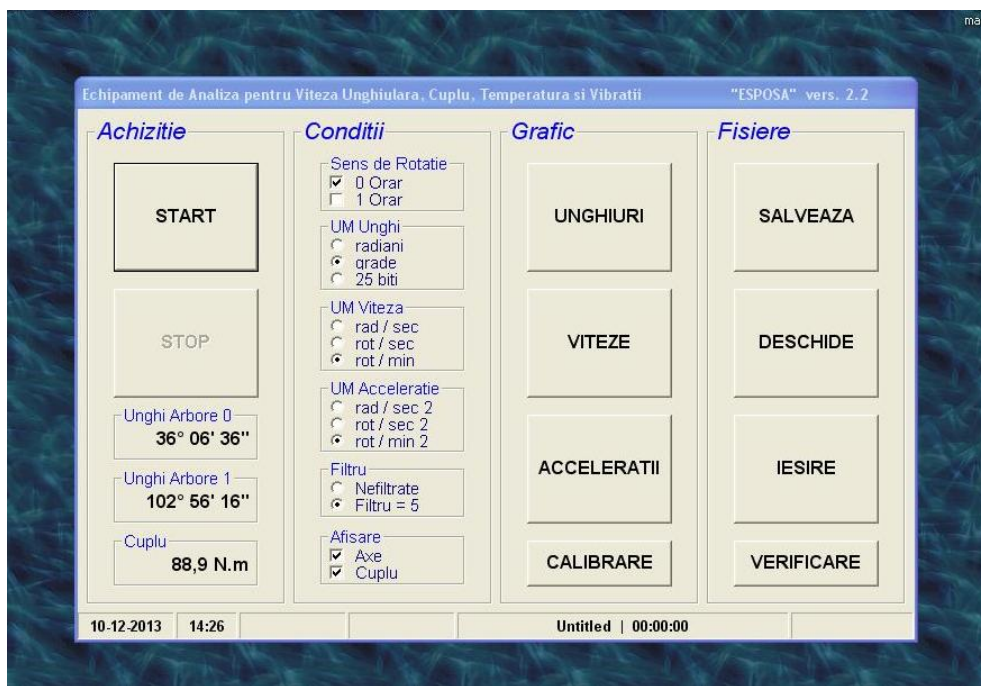


Figura 4.9. Ecran program achiziție date

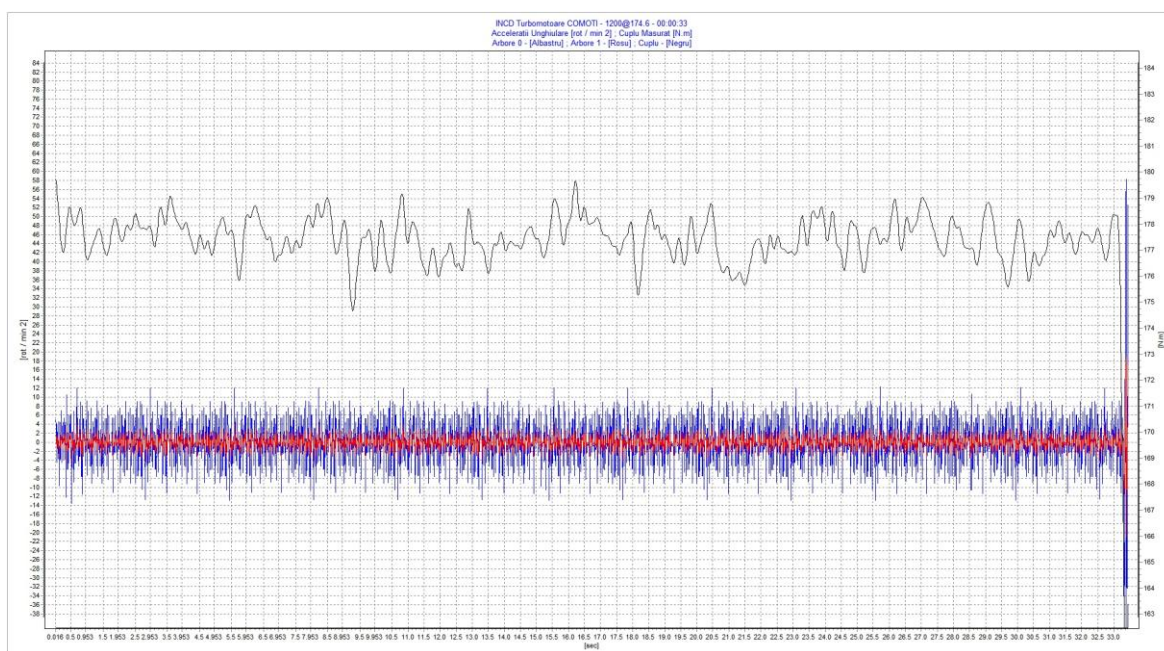


Fig. 4.10 Diagramă de accelerații și cuplu

Cercetările proprii au fost derulate cu ajutorul unui stand dinamic in circuit închis, asigurând aplicarea diferitelor cupluri, in gama 0 – 200 Nm, turatii in gama 200 – 3000 RPM si utilizarea unor roți de diferite lățimi in cutia de test, in

vederea realizării de grade de acoperire suplimentare numere naturale și diferite de acestea.

Pentru fiecare test, au fost înregistrate vibrogame, prezentând accelerațiile unghiulare ale arborilor, precum și înregistrarea în timp real a cuplului măsurat instantaneu de traductorul de cuplu.

Acest ultim parametru a constituit factorul de bază în evaluarea funcționării angrenajelor, funcție de gradul lor de acoperire suplimentar.

Au fost supuse testelor doua angrenaje diferite ca lățime, dar cu parametri geometrici identici, în rest. Singura diferență, ca urmare a lățimilor diferite o constituie gradul de acoperire suplimentar diferit, egal cu unitatea, în cazul standard, de referință și cu valoarea de 0,867, în cel de-al doilea caz. Fotografiiile celor două angrenaje sunt prezentate în cele ce urmează, figurile 4.11 și 4.12.



Fig. 4.11. Angrenaj cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea



Fig. 4.12. Angrenaj cu grad de acoperire suplimentar redus

Standul astfel echipat permite măsurarea parametrilor mecanici fundamentali, fiind posibilă utilizarea lui în scopul determinării pulsațiilor torsionale generate de variația rigidității în angrenare, ca urmare a modificării geometriei angrenajului de încercat.

Parametrul studiat în vederea comparării celor două tipuri de angrenaje este

- 1) Amplitudinea cuplului măsurat;

4.2. Rezultate experimentale

4.2.2. Rezultate obținute cu ajutorul standul static de măsurare a rigidității angrenării

4.2.2.1. Rezultate experimentale

Ca ordine a experimentărilor, s-a început cu sarcina cea mai mică, terminând cu cea mai mare, în fiecare caz fiind așezată dantura în pozițiile corespunzătoare punctelor caracteristice de pe linia de angrenare, prezentate în tabelele de mai jos.

Trebuie subliniată problema preciziei de citire a poziției spotului laser. Nu s-a putut realiza o precizie superioară valorii de 0.1 mm, toate citirile limitându-se la această precizie.

Inițial, punctul pe linia de angrenare se regla tot cu mijloace optice, cu spot laser, dar datorită dificultăților de aplicare efectivă a metodei, s-a trecut la utilizarea unor calibre, metoda fiind mult mai stabilă, repetabilă și ușor de aplicat.

Și metoda de reglaj cu calibre este dificil de aplicat, datorită diferențelor unghiulare reduse, totuși mai facilă decât cea optică.

Tabelele 4.4, 4.5 și 4.6 conțin deflexiile măsurate ale spotului, precum și rigiditățile obținute în fiecare dintre cazuri.

Tabelul 4.4 conține rezultatele pentru încărcarea de 50%.

Tabel 4.4

Punct pe linia de angrenare	DEFLEXIE SPOT [mm]	UNGHII DE DEFLEXIE [rad]	RIGIDITATEA ÎN ANGRENARE [Nm/rad]
A	20.9	3,48148E-04	560106
B	21.8	3,62962E-04	537245
C	21.8	3,62962E-04	537245
D	20.9	3,48148E-04	560106
E	21.8	3,62962E-04	537245

Tabelul 4.5 conține rezultatele pentru încărcarea de 75%.

Tabel 4.5

Punct pe linia de angrenare	DEFLEXIE SPOT [mm]	UNGHII DE DEFLEXIE [rad]	RIGIDITATEA ÎN ANGRENARE [Nm/rad]
A	27.6	4.59259E-04	636895
B	28.0	4.66660E-04	626794
C	28.0	4.66660E-04	626794
D	27.6	4.59259E-04	636895
E	28.5	4.74074E-04	616992

Tabelul 4.6 conține rezultatele pentru încărcarea de 100%.

Tabel 4.6

Punct pe linia de angrenare	DEFLEXIE SPOT [mm]	UNGHI DE DEFLEXIE [rad]	RIGIDITATEA ÎN ANGRENARE [Nm/rad]
A	36.0	6.000000E-04	650000
B	36.9	6.148148E-04	634337
C	36.9	6.148148E-04	634337
D	36.0	6.000000E-04	650000
E	37.4	6.222222E-04	626785

În tabelul 4.7 sunt prezentate pozițiile punctelor de pe linia de angrenare, puncte în care au fost efectuate măsurătorile.

Tabel 4.7

Punct pe linia de angrenare	COORDONATA PE LINIA DE ANGRENARE [mm]
A	0
B	5,4244
C	6,5465
D	11,9689
E	17,3933

Rezultatele obținute sunt prezentate în figurile 4.8 și 4.9.

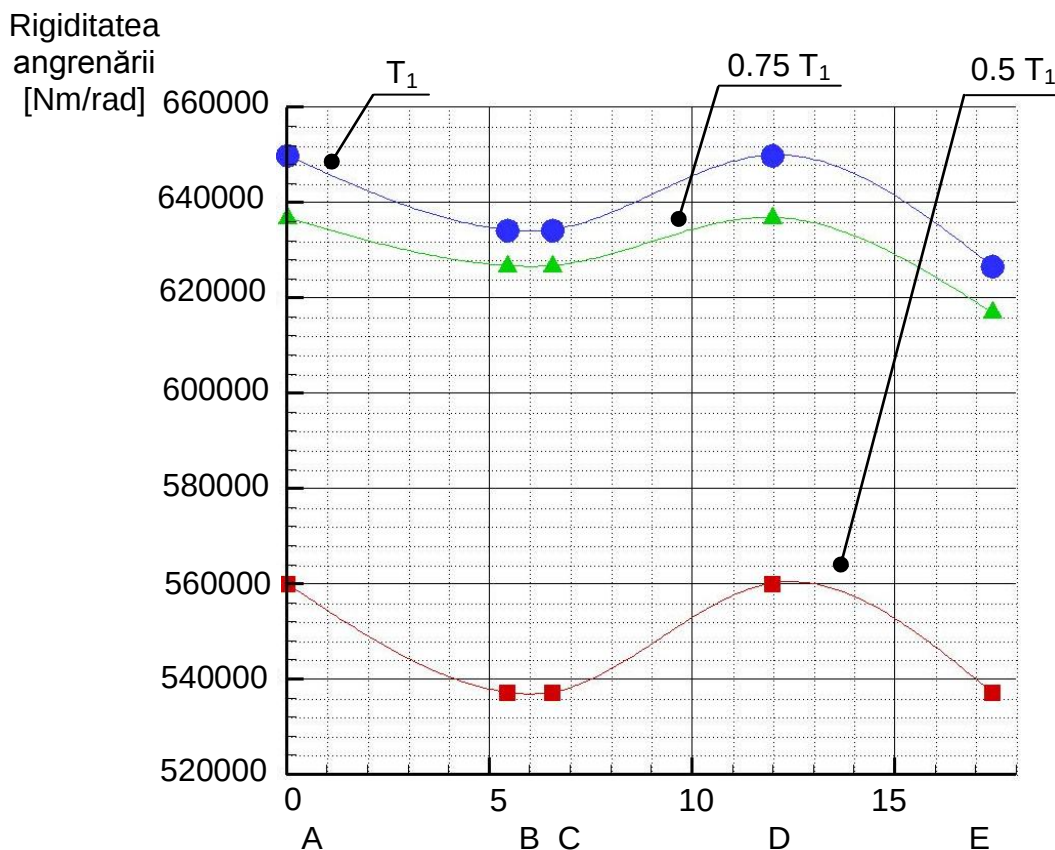


Fig. 4.13. Rigiditatea în angrenare la diferite regimuri de încărcare, pentru punctele caracteristice de pe linia de contact (după Gabroveanu, Tudor, Cănanău și Mirică, 2015).

4.2.2.2. Compararea cu rezultatele teoretice statice

Rigiditatea angrenării a fost obținută prin calcul, utilizând metoda elementului finit. Pe lățimea danturii au fost folosite la discretizare numere diferite de elemente, rezultând densități diferite ale rețelei. Rezultatele obținute au fost și ele diferite, cum era și normal.

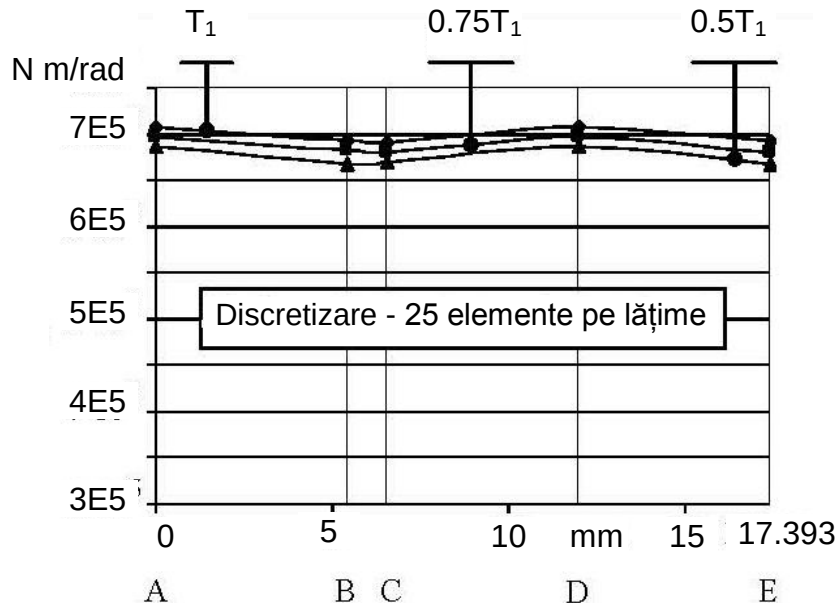


Fig. 4.14. Rigiditatea în angrenare în cazul discretizării cu 25 elemente finite pe lățimea danturii (după Gabrovanu, Tudor, Cănanău și Mirică, 2015)

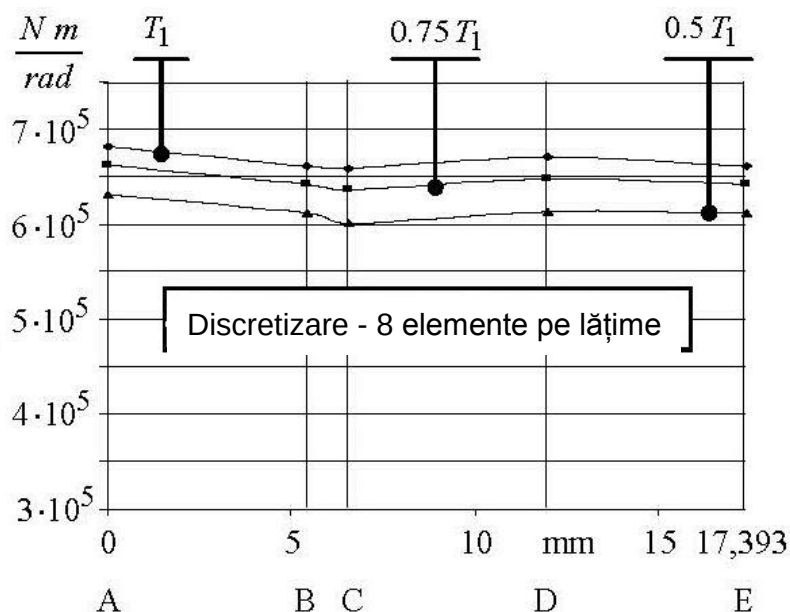


Fig. 4.15. Rigiditatea în angrenare în cazul discretizării cu 8 elemente finite pe lățimea danturii (după Gabrovanu, Tudor, Cănanău și Mirică, 2015)

Rezultatele obținute prin metoda elementului finit sunt prezentate în fig. 4.20 și 4.21.

Modelul de element finit la care se face referire este prezentat în cadrul capitolului de calcul cu element finit, numărul de elemente pe lățimea danturii fiind specificat în figurile de mai jos, respectiv 4.14 și 4.15.

Comparați a dintre rezultatul măsurătorilor și rezultatul calculului a fost făcută pe baza unei valori maxime, câte una pentru fiecare serie de cupluri aplicate. Tabelul 4.8 conține valorile comparative.

Tabelul 4.8. Comparație între rigiditatea angrenării obținută experimental și cea teoretică

Cuplul aplicat [Nm]	Rigiditatea angrenării, valoarea maximă măsurată pe stand [Nm/rad]	Valoarea maximă calculată [Nm/rad]	
		Calcul cu element finit, model cu 25 elemente pe lățime	Calcul cu element finit, model cu 8 elemente pe lățime
T1	650000	710000(109.2%)	680000(104.6%)
0.75T1	636895	700000(109.9%)	670000(105.2%)
0.5T1	560106	670000(119.6%)	630000(112.5%)

Se constată o diferență între valorile măsurate și cele calculate, în sensul că valorile măsurate sunt mai mici decât cele calculate.

În special la încărcări mici diferențele sunt notabile, până la 20%, în timp ce la încărcări apropiate de maxim valorile măsurate tind spre cele calculate.

Pentru reducerea frecărilor, componentele au fost lubrificate cu o unsoare consistentă cu conținut ridicat de bisulfura de molibden. Trebuie subliniat că această măsură nu a avut efectul scontat, situația rămânând mai mult sau mai puțin neschimbată.

Diferența între situația reală, cu pinion rezemat pe rulmenți reali, cu joc, rulmenți fixați, la rândul lor în carcase flexibile și modelele de element finit, cu puncte și suprafețe blocate efectiv, matematic, este extrem de mare, ducând la diferențe mari de rigiditate măsurată a angrenării.

4.2.2.3 Concluzii

Metoda practică de determinare a variației rigidității angrenării cu ajutorul unui stand static demonstrează că în cazul unui angrenaj cu grad de acoperire suplimentar număr natural, unitar, în cazul de față rigiditatea angrenării variază puțin în lungul liniei de angrenare.

Mai exact, standul static redă destul tendința de evoluție a rigidității angrenării în lungul liniei de angrenare, chiar dacă există diferențe între valorile calculate și cele măsurate.

Probele cu standul static confirmă faptul că variația rigidității angrenării în lungul liniei de angrenare este redusă în cazul în care angrenajul are gradul de acoperire suplimentar număr natural.

4.2.2.4. Propuneri de îmbunătățire a metodei

Fundamental vorbind, metoda de măsurare a rigidității în angrenare este viabilă. Necesită însă îmbunătățiri atât din punct de vedere constructiv, atât mecanic, cât și optic.

Acestea sunt perfect realizabile, unica problemă fiind cea a reproiectării standului și a acoperirii costurilor aferente.

Căi de îmbunătățire a soluției constructive a standului static:

- a) eliminarea rulmenților și înlocuirea lor cu bucșe rectificate, cu lungime mare (raport L/D ridicat);
- b) realizarea de carcase cu rigiditate crescută;

4.2.3. Rezultate obținute pe standul dinamic

4.2.3.1 Pregătirea standului pentru probă

Trebuie menționat că standul, mai precis componentele dințate au fost considerate în perioada de rodaj, la început. Rodajul a fost considerat încheiat când pata de contact s-a stabilizat ca dimensiuni, situație care a aparut în cursul probelor cu $0,5T_1@2000$ rot/min, după 35 de ore de test, cu pauze la fiecare oră de funcționare.

Datorită cuplării vibratorii prin structura rigidă a standului, nu a putut fi pus în evidență nivelul de vibrații datorat excitației parametrice, în condițiile gradului de acoperire suplimentar unitar, respectiv diferit de unitate, la diferite turații.

A fost efectuat un studiu de comportament vibratoriu, cu măsurare de viteze și accelerații instantanee, pentru evidențierea comportării vibratorii a angrenajului de test.

4.2.3.2. Experimentări

Cercetările proprii au fost derulate cu ajutorul unui stand dinamic în circuit închis, asigurând aplicarea diferitelor cupluri, în gama 0 – 200 Nm, turații în gama 200 – 3000 RPM și utilizarea unor roți de diferite lățimi în cutia de test, în vederea realizării de grade de acoperire suplimentare numere naturale și diferite de acestea.

Pentru fiecare test, au fost înregistrate vibrogame, prezentând accelerațiile unghiulare ale arborilor, precum și înregistrarea în timp real a cuplului măsurat instantaneu de traductorul de cuplu.

Acest ultim parametru a constituit factorul de bază în evaluarea funcționării angrenajelor, funcție de gradul lor de acoperire suplimentar.

Au fost supuse testelor doua angrenaje diferite ca lățime, dar cu parametri geometrici identici, în rest. Singura diferență, ca urmare a lățimilor diferite o constituie gradul de acoperire suplimentar diferit, egal cu unitatea, în cazul standard, de referință și cu valoarea de 0,867, în cel de-al doilea caz. Fotografiiile celor două angrenaje sunt prezentate în figurile 4.11 și 4.12.

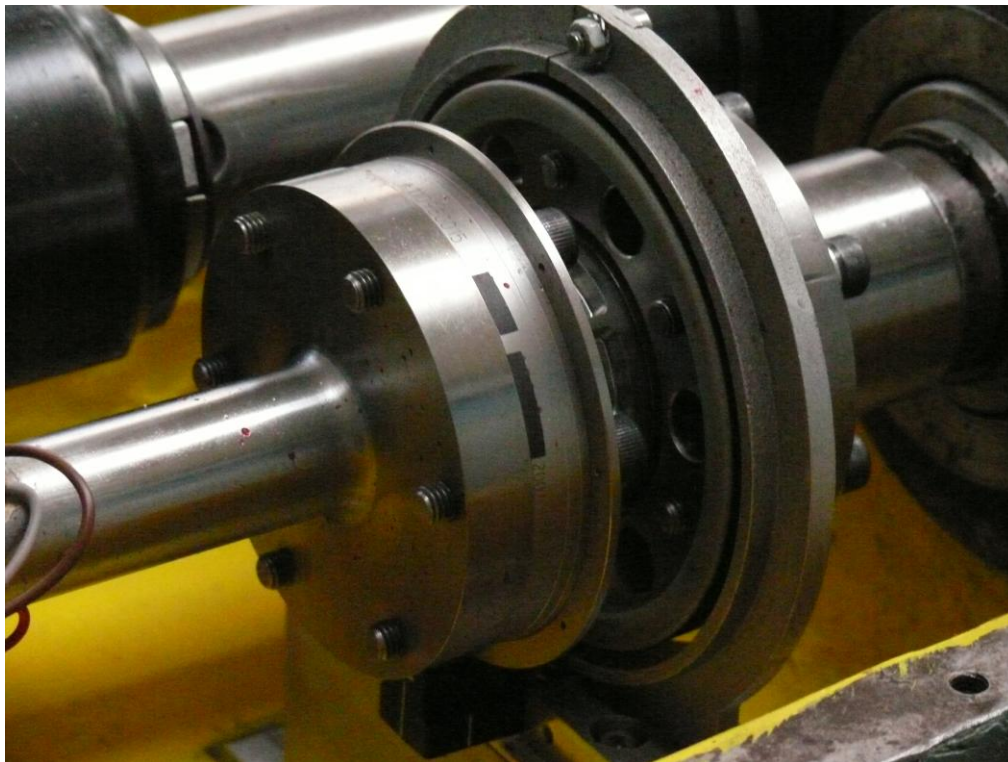


Figura 4.22. Traductor de cuplu fara contact HBM T10 FS

4.2.3.3. Rezultate experimentale

Parametrul studiat în vederea comparării celor două tipuri de angrenaje din punctul de vedere al stabilității vibratorii este

1) Amplitudinea cuplului măsurat;

Acest parametru a fost măsurat și studiat pentru fiecare din cazurile de mai jos, cuprinse în tabelele 4.9 și 4.10.

4.2.3.3.1. Rezultate experimentale la angrenajul cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea

Au fost efectuate următoarele experimente, conform tabelului 4.9.

Tabelul 4.9

Mt N.m	Turația aplicată, citită pe panoul convertizorului				
	Rot/min				
	1200	1500	2000	2500	3000
0,4	X	X	X	X	X
35,9	X	X	X	X	X
79,1	X	X	X	X	X
104,8	X	X	X	X	X
174,6	X	X	X	X	X

Vibrograme obținute

Pentru fiecare poziție din tabelul 4.10 a fost măsurată amplitudinea de variație a cuplului. Vârfurile nu se neglijează, chiar fiind datorate inexactității acționării electrice, motor de curent alternativ pilotat de convertizor de putere cu recompunere de undă, dar dificil de decelat ca valoare.

Tabelul 4.10

Mt N.m	Turația aplicată, citită pe panoul convertizorului, Rot/min				
	Amplitudinea variației cuplului, Nm				
static	1200	1500	2000	2500	3000
0,4	3.0	2.5	2.0	1.9	1.9
35,9	6.8	5.0	5.5	5.0	8.0
79,1	7.5	5.0	5.0	5.2	6.0
104,8	10.0	5.5	5.0	6.0	6.0
174,6	35.0	27.0	25.0	25.0	37.0

4.2.3.3.2. Rezultate experimentale la angrenajul cu grad de acoperire suplimentar micșorat

Au fost efectuate experimentele următoare, prezentate în tabelul 4.11.

Tabelul 4.11

Mt N.m	Turația aplicată, citită pe panoul convertizorului,				
	Rot/min				
static	1200	1500	2000	2500	3000
0,5	X	X	X	X	X

35,7	X	X	X	X	X
87,6	X	X	X	X	X
104,8	X	X	X	X	X

Vibrograme obținute

Tabelul 4.12 conține valorile amplitudinilor cuplului, măsurate în aceleași condiții ca și în cazul precedent, al angrenajului cu grad de acoperire suplimentar unitar. Lista de măsurători este cea cuprinsă în tabelul 4.11.

Tabel 4.12

Mt N.m static	Turația aplicată, citită pe panoul convertizorului, Rot/min				
	Amplitudinea variației cuplului, Nm				
	1200	1500	2000	2500	3000
0,5	6.2	6.2	7.0	7.7	9.0
35,7	7.0	8.0	6.6	6.5	7.6
87,6	7.5	7.5	6.0	5.8	7.0
104,8	9	7	6	5.8	8.0

În continuare, se va prezenta comparația amplitudinilor variației cuplului măsurat, cu păstrarea turației și a cuplului aplicat static constante, în vederea evidențierii comportamentului celor doua tipuri de danturi, cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea și cu grad de acoperire suplimentar redus.

4.2.3.3.3. Compararea rezultatelor experimentale obținute, în cazul celor doua tipuri de angrenaje

Pentru evaluarea rezultatelor, a fost aleasă cea mai sugestivă cale, anume reprezentarea amplitudinii cuplului, ca măsură a excitației parametrice a angrenajului studiat.

În figura 4.23 este prezentată variația amplitudinii cuplului la cuplu static aplicat de valoare redusă, pentru ambele angrenaje.

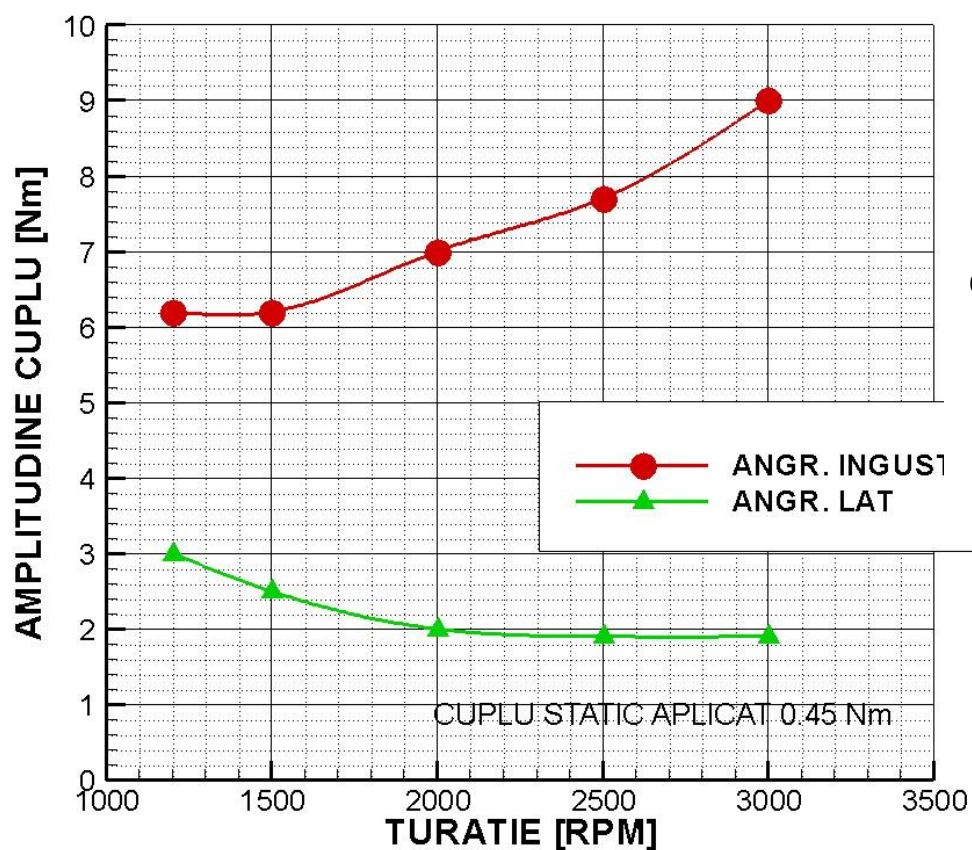


Fig. 4.23 Comparație între cele două tipuri de angrenaje la cuplu static aplicat de 0.45 Nm (după Gabrovanu, Tudor, Cănanău și Mirică, 2015)

Se observă, pe de o parte, tendința de stabilizare, odata cu creșterea turăției, pentru angrenajul cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea și creșterea instabilității în cazul angrenajului cu grad de acoperire suplimentar redus.

În figura 4.24 se prezintă variația amplitudinii cuplului pentru cuplu static aplicat crescut.

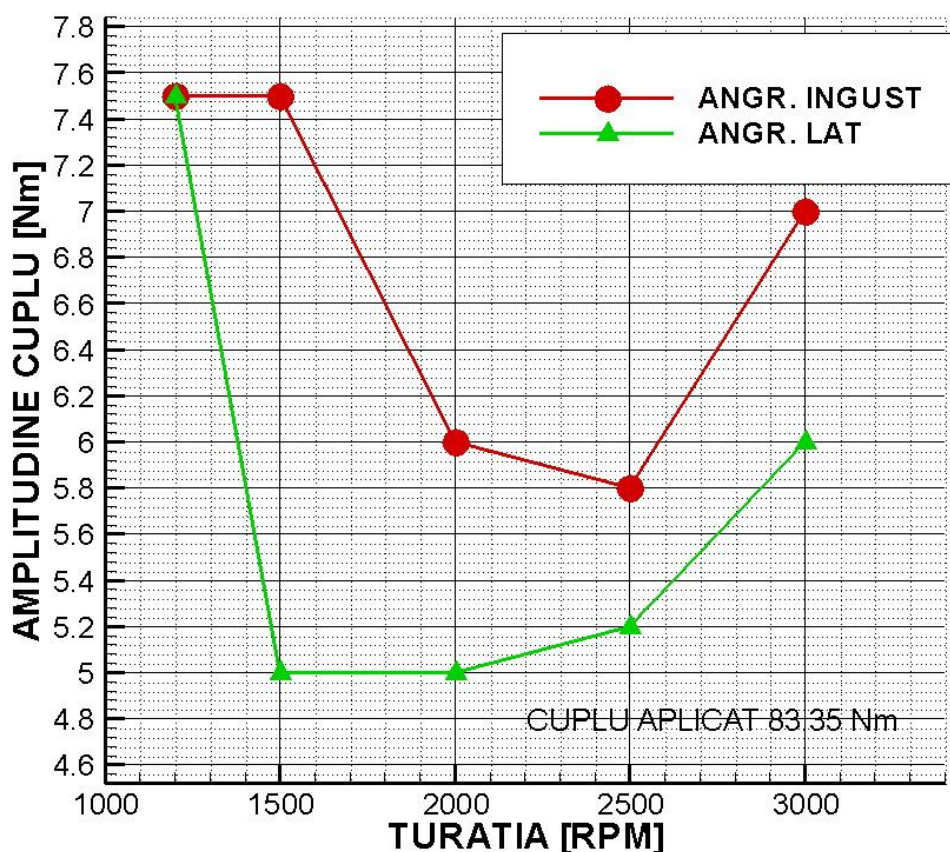


Fig. 4.24.
Comparație între
cele doua tipuri de
angrenaje la cuplu
static aplicat de
83.35 Nm (după
Gabroveanu,
Tudor, Cănanău,
Mirică, 2015).

Situația se repetă în cazul cuplului aplicat de valoare sporită, mai exact, angrenajul cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea este mai stabil decât cel cu grad de acoperire suplimentar subunitar.

Se observă că angrenajul cu grad de acoperire suplimentar subunitar prezintă o instabilitate crescută, în raport cu angrenajul cu grad de acoperire suplimentar egal cu unitatea.

Figura 4.26 prezintă aceeași comparație, dar la o încărcare statică de 104.8 Nm.

Trebuie menționat faptul că în cazul angrenajului îngust, cu grad de acoperire suplimentar subunitar nu a putut fi realizat experimentul la cuplu static nominal, în valoare de 174.6 Nm. Acest lucru s-a datorat instabilității extrem de ridicate, ca amplitudine a cuplului măsurat de traductorul de cuplu, instabilitate atât de ridicată, încât valoarea cuplului static nu a putut fi menținută, asamblarea prin strângere pe con descărcându-se repetat, în timpul probelor.

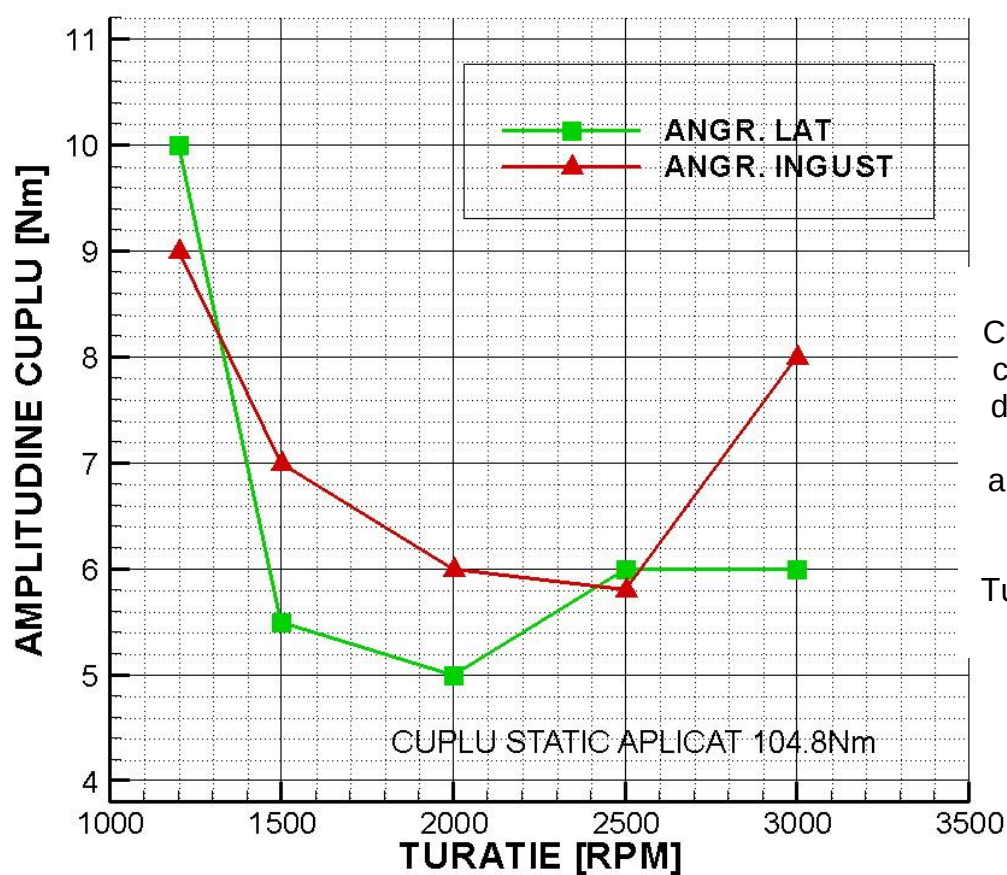


Fig. 4.26
Comparatie între
cele doua tipuri
de angrenaje la
cuplu static
aplicat de 104.8
Nm (după
Gabroveau,
Tudor, Cănanău,
Mirică, 2015)

Comparații similare între angrenajele cu lățime normală și modificată în condiții similare de încărcare statică pot fi facute pentru toate cazurile din tabele, pentru care au fost realizate măsurători.

În toate cazurile studiate se constată aceeași comportare incomparabil mai bună a angrenajului cu grad de acoperire suplimentar număr întreg, în raport cu angrenajul cu grad de acoperire suplimentar având valoarea redusă.

Dupa parerea mea, acest fapt, constatat experimental, confirmă rezultatele găsite prin metoda elementului finit, precum și prin simulare mecanică (MSC-ADAMS), fiind confirmat faptul că variația rigidității angrenării este mult mai redusă în cazul angrenajelor cu grad de acoperire suplimentar număr întreg, decât în cazul angrenajelor cu grad de acoperire suplimentar cu valoare diferită de număr întreg.

Standul realizat asigură posibilitatea studierii rigidității în angrenare, funcție de geometria roților ce compun angrenajul în discuție, prin efectele ei asupra amplitudinii variației cuplului din montaj.

Amplitudinea variației cuplului ca factor ce caracterizează stabilitatea angrenajului din punctul de vedere al excitației parametrice este ceea ce introduce ca noutate standul dinamic de față. Prin construcția sa, acest stand modificat, îmbunătățit, reușește să pună în evidență cu claritate influența valorii gradului de acoperire suplimentar asupra stabilității vibratorii a angrenajului.

4.3. Concluzii

Standul realizat asigură posibilitatea studierii rigidității în angrenare, funcție de geometria roților ce compun agrenajul în discuție, prin efectele ei asupra amplitudinii variației cuplului din montaj.

Amplitudinea variației cuplului ca factor ce caracterizează stabilitatea angrenajului din punctul de vedere al excitației parametrice este ceea ce introduce ca noutate standul dinamic de față. Prin construcția sa, acest stand modificat, îmbunătățit, reușește să pună în evidență cu claritate influența valorii gradului de acoperire suplimentar asupra stabilității vibratorii a angrenajului.

Din punctul de vedere al standului dinamic, trebuie menționat că acesta deja este la nivel tehnic corespunzător, cu nimic inferior instalațiilor existente în alte instituții de cercetare din alte țări, cu tradiție în domeniu.

Comparații similare între angrenajele cu lățime normală și modificată în condiții similare de încărcare statică pot fi făcute pentru toate cazurile din tabele, pentru care au fost realizate măsurători.

5. CONCLUZII FINALE

5.1. Considerații sintetice privind cercetările efectuate

Lucrarea a abordat aspecte privind atât calculul cu mijloace moderne a componentelor greu solicitate, cât și probleme experimentale, paleta de activități fiind foarte bogată.

S-au dezvoltat aspectele enumerate mai jos.

1. S-a realizat stadiul actual al cercetărilor teoretice și experimentale.

Stadiul la zi al cercetărilor teoretice a relevat printre altele următoarele aspecte:

1. Reducerea excitației parametrice la roțile dințate este o soluție de mare viitor, în special în domeniile unde se utilizează transmisii cu roți cu lățime mare, la care corecțiile de profil se efectuează greu sau chiar deloc.
2. Metoda elementului finit trebuie dublată de experiment.
3. Metoda elementului finit este larg utilizată și bine dotată pentru rezolvarea problemelor ingineresti de înaltă complexitate.
4. Având în vedere posibilitatea de a simula dinamic funcționarea angrenajului, această opțiune trebuie neapărat explorată.

Stadiul la zi al cercetărilor experimentale a evidențiat printre altele următoarele aspecte.

1. Se folosesc în principal standuri cu circuit închis, din motivele binecunoscute (posibilitatea de aplicare de sarcini mari, economie energetică).

2. Echipamentele folosite pentru evidențierea regimurilor vibratorii sunt nu numai piezoelectrice (traductoare de vibrații) dar se folosesc tot mai mult encoderele optice de precizie, așa cum a propus autorul lucrării acum șase ani de zile.
3. Dotarea standului trebuie să fie de înalt nivel, pentru a asigura repetabilitatea, dar mai ales posibilitatea de calibrare a echipamentelor.

2. Au fost dezvoltate cercetări teoretice și s-au adus contribuții teoretice, din care se subliniază următoarele.

1. Aplicarea metodei elementului finit la studiul rigidității angrenării;
2. Aplicarea tehnicilor de simulare a dinamicii angrenajelor;
3. Aplicarea programelor de simulare a dinamicii mecanismelor la studiul regimurilor vibratorii ale standurilor dinamice de încercarea roților dințate;
4. Proiectarea de soluții (scheme) de echipare a unui stand de roți dințate cu echipament de măsură și achiziție de date în timp real, cu rată mare de eșantionare.

3. Cercetările și contribuțiile experimentale reprezintă o altă abordare complexă. Ele sunt sintetizate mai jos.

...

5.2. Contribuții proprii

5.2.2. Contribuții teoretice

În sinteză, teza aduce următoarele contribuții teoretice:

1. Stabilirea metodologiei de utilizare a metodei elementului finit la studiul rigidității angrenării;
2. Stabilirea metodologiei de utilizare a software-ului de simulare a funcționării dinamice a mecanismelor;
3. Validarea teoretică și experimentală a ideii conform căreia angrenajele cu gradul de acoperire suplimentar număr natural sunt mult mai puțin expuse excitației parametrice, deci sunt natural adaptate la a fi utilizate la turbotransmisii, unde, datorită lățimilor mari ale danturilor nu se pot aplica corecții de dantură.

5.2.3. Contribuții experimentale

Experimental au fost aduse contribuții de interes:

1. Susținerea potențialului de utilizare al encoderele optice de precizie pentru depistarea excitației interne la angrenaje, a rezonanțelor.
2. Conceperea unui stand static de măsurare a rigidității în angrenare, care prezintă nenumărate avantaje, între care trebuie enumerate simplitatea, convertibilitatea rapidă, costul redus.

6. BIBLIOGRAFIE

- ANDOJSKI, V. D., EFIMOVICI, A. I. Teoreticeskoe opredelenie kontaktnoi deformatii zubiov. Sbornik "Zubceatfe i cerviacinfe peredaci", Maşghiz, Moskva, 1959, 136-162.
- CHIRONIS, N. P. (1967). Gear Design and Application. McGraw-Hill Book Co.
- CHONG, T. H., MYONG, J. H., KIM, K. T. (2001). Tooth modification of helical gears for minimization of vibration and noise. International Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol.2, No. 4.
- DAVOLI, P., ROSA, F., ROSSI, F., BONI, G. Transmission error and noiseemission of spur gears, GEARTECHNOLOGY (2007)
- DOBRE, G. Teza de doctorat, UPB (1982)
- DOBRE, G., MIRICA, R. F., SOROHAN, S. On reducing the parametrical excitation at cylindrical gears, UPB (2008)
- Dobre, G., Mirica, R., **Gabroveanu, I. S.**, The reduction of the gear parametrical excitations with application in aeronautics. (Conferinta Internationala de Stiinte Aerospatiale Aerospatal 2008, INCAS, Bucuresti)
- Dobre, G., **Gabroveanu, I. S.**, Mirica, R., FEA application principles for the study of gears. (Conferinta Internationala de Stiinte Aerospatiale Aerospatal 2008, INCAS, Bucuresti)
- Dobre, G., **Gabroveanu, I. S.**, Mirica, R. On the torsion gear tooth stiffness at helical gears.(21st DAAAM World Symposium 2010, Zadar, Croatia)
- Gabroveanu, I. S.**, Tudor, A., Cananau, S., Mirica, R. – F. - The method and stand to determine the statical stiffness of helical gears *Revista Constructia de masini-* (2015)
- Gabroveanu, I. S.**, Tudor, A., Cananau, S., Mirica, R. Method and stand to determine the dynamic performances of the helical gears *Revista Constructia de masini-* (2015)
- Gabroveanu, I. S.**, Mirica, R. Cananau, S., Tudor, A., - Overlap contact ratio effects on the performance of helical gears *Mechanical Testing and Diagnosis Scientific Journal- Universitatea "Dunarea de Jos" din Galati* (2015)
- Gabroveanu, I. S.**, Tudor, A., Mirica, R., S. Cananau, S. FEM analysis of gear width influence on the mesh stiffness at helical gears*) Scientific Bulletin, series D, Universitatea POLITEHNICA din Bucuresti (2016)

- HARGREAVES, D.J., PLANITZ, A. (2009). Assessing the energy efficiency of gear oils via the FZG test machine, Elsevier, Tribology International 42 (2009), pp. 918-925.
- HENRIOT, G. Les engrenages a grande vitesse. VDI-Berichte, nr. 332, Zahnradgetriebe, 1979, 165-175.
- HENRIOT, G. Reflexions on the longitudinal distributions factor K of the ISO producer. The International Symposium on Gearing and Power Transmissions; 30 Aug.-3 Sept., 1981, Tokyo, Vol. II, 231-239.
- KARAS, F. (1941). Elastische Formänderung und Lastverteilung beim Doppelengriff gerader Stirnradzähne. VDI-Forschungsheft/Verein Deutscher Ingenieure, 406, Berlin.
- KNABEL, W. Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben. Diss. TU München. 1976.
- LITVIN, F.L. Teoria zubceatîh zaţplenii. Moskva, Izd. Nauka, 1968.
- MAAG. MAAG-Taschenbuch. MAAG-Zahnräder AG, Zürich, 1985.
- MAAG. Outils de taillage d'engrenages. Catalogue H 57-F, 1965.
- PAGEL, J. Innere dynamische Kräfte von einstufigen Stirnradgetrieben mit Schrägverzahnung. Diss. TU Dresden, 1972.
- PALERMO, A., MUNDO, D. et al. Gear noise evaluation through multibody TE-based simulations, University of Calabria, Mechanical Engineering Department (2008)
- PEEKEN, H., TROEDER, C., DIEKHANS, G. Parametererregte Getriebschwingungen. VDI-Z, 122 (1980). Teil 1, nr. 20, 869-877, Teil 2, nr. 21, 967-977, Teil 3, nr. 22, 1029-1043, Teil 4, nr. 23/24, 1101-1113.
- RĂDULESCU, G., DOBRE, G. Asupra gradului de acoperire real la angrenajele cilindrice. SYROM'89, Bucharest, 1989, vol. III, 333-341.
- RAJA HAMZAH, R.I., MBA, D. (2007). The influence of operating condition on acoustic emission (AE) generation during meshing of helical and spur gear, Elsevier, Tribology International 42 (2009), pp. 3-14.
- RETTIG, H. (1957). Dynamische Zahnkraft. Diss. TH München.
- RETTIG, H. Dynamische Zahnkraft. Diss. TH München, 1957.
- SAUER, L., HOROVITZ, B., VASU, T., MILOIU, G., THOMAE, V., VAN SAANEN, E., ERLICZ, I., CHIRIACESCU, S. (1970 a). Angrenaje. Proiectare, materiale. Vol. I. Bucureşti, Editura Tehnică.
- SAUER, L., HOROVITZ, B., VASU, T., MILOIU, G., THOMAE, V., VAN SAANEN, E., ERLICZ, I., CHIRIACESCU, S. (1970 b). Angrenaje. Tehnologie, control, problem special. Vol. II. Bucureşti, Editura Tehnică.
- SCHLAF, G. (1962). Beitrag zur Steigerung der Tragfähigkeit und Laufruhe geradverzahnter Stirnräder durch Profilrücknahme. Diss. TU Dresden.

- SCHLAF, G. Beitrag zur Steigerung der Tragfähigkeit und Laufruhe geradverzahnter Stirnräder durch Profilrücknahme. Diss. TU Dresden, 1962.
- SHUTING, L., (2008). Experimental investigation and FEM analysis of resonance frequency behavior of three dimensional, thin walled spur gears with a power-circulating test rig, Elsevier, Mechanism and Machine Theory 43 (2008), pp. 934-963.
- TAN, C.K., MBA, D. Identification of the acoustic emission source during a comparative study on diagnosis of a spur gearbox, Tribology International 38(2005) 469-480
- TROEDER, C., PEEKEN, H., DIEKHANS, G. Dynamische Verhalten und Beanspruchung von Getrieben in Antriebssystemen. VDI-Berichte, nr. 332, 1979, 2 41-261.
- TROEDER, C., PEEKEN, H., DIEKHANS, G. Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben. VDI-Berichte, nr. 320, 1978, 273-288.
- VIDEKY, E. (1908). Beiträge zur Berechnung der Zahnräder. Z. Österr. Ing.- u. Arch.-Vereins 60, pp. 579-585.
- WALKER, H. (1938). Gear tooth deflection and profile modification. The Engineer 166, pp. 409-412 and 434-436.
- WEBER, C., BANASCHECK, K. (1953) Formänderung und Profilrücknahme bei gerad und Schrägverzahn timer Räder. Schriftenreihe Antriebstechnik 11, Vieweg, Braunschweig.
- WEBER, C., BANASCHEK, K. (1953). Formänderung und Profilrücknahme bei gerad-und Schrägverzahn timer Rädern. Schriftenreihe Antriebstechnik, nr. 11, Vieweg.
- WEBER, C., BANASCHEK, K. Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und Schrägverzahn timer Rädern. Schriftenreihe Antriebstechnik, nr. 11, Vieweg, 1953.
- ZIEGLER, H. (1971) Rigiditatea angrenării și variația sarcinii la roți dințate cu dinți înclinați. Teză de doctorat.
- ZIEGLER, H. Verzahnungssteifigkeit und Lastverteilung schrägverzahn timer Stirnräder. Diss. TH Aachen, 1971.
- ZIENKIEWICZ, O. C. The Finite Element Method in Engineering Science. London, Mc Graw Hill, 1971.
- ZIENKIEWICZ, O. C. The Finite Element Method. London, Mc Graw Hill, 2000.