MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI CERCETĂRII UNIVERSITATEA "VALAHIA" din TARGOVISTE IOSUD – ȘCOALA DOCTORALĂ DE ȘTIINȚE INGINEREȘTI DOMENIUL FUNDAMENTAL ȘTIINȚE INGINEREȘTI DOMENIUL INGINERIE MECANICĂ

TEZĂ DE DOCTORAT Rezumat

CONDUCĂTOR DE DOCTORAT, Prof.Univ.Dr.Ing.EurIng.Dr.h.c. GHEORGHE Ion GHEORGHE

DOCTORAND, STANCIU DĂNUȚ IULIAN

TÂRGOVIȘTE 2020



MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI CERCETĂRII UNIVERSITATEA "VALAHIA" din TARGOVISTE IOSUD – ȘCOALA DOCTORALĂ DE ȘTIINȚE INGINEREȘTI DOMENIUL FUNDAMENTAL ȘTIINȚE INGINEREȘTI DOMENIUL INGINERIE MECANICĂ

STUDII, CERCETĂRI ȘI EXPERIMENTĂRI COMPLEXE A ANGRENAJELOR DE MECANICĂ FINĂ PRIN METODE ARMONICE DE INALTĂ PRECIZIE

CONDUCĂTOR DE DOCTORAT, Prof.Univ.Dr.Ing.EurIng.Dr.h.c. GHEORGHE Ion GHEORGHE

DOCTORAND, STANCIU DĂNUȚ IULIAN

TÂRGOVIȘTE 2020

Cuprins

CAPITOLUL 1. GENERALITĂȚI	1
1.1 Testarea rotilor dintate prin angrenare cu dinte înfipt	3
1.2 Transformata Fourier	4
CAPITOLUL 2. SIMULAREA ANGRENĂRII	6
2.1 Generalități	6
2.2 Software pentru simularea angrenării	8
CAPITOLUL 3. EXPERIMENTĂRI TEORETICE ASUPRA METODEI DE DETERMINARE A	
PARAMETRILOR ANGRENAJELOR CU ROTI DINTATE	11
3.1 Prezentarea generală a efectuării testelor de simularea	11
3.2. Determinarea preciziei simulării	11
3.3 Verificarea influentei jocului de flanc asupra angrenării	14
3.4 Verificarea influenței excentricității asupra rezultatelor simulării	16
3.5 Verificarea influentei erorii de pas asupra rezultatelor simulării	18
3.6 Verificarea influentei erorii de profil asupra rezultatelor simulării	19
3.7 Verificarea influentelor combinate asupra rezultatelor simulării	22
3.7.1 Abateri cunoscute excentricitate și profil flanc	22
3.7.2 Abateri cunoscute joc flanc, excentricitate și profil flanc	24
3.8 Sintetizarea rezultatelor obținute în urma simulărilor teoretice	26
3.8.1 Joc de Flanc	26
3.8.2 Excentricitate	26
3.8.3 Abaterea de pas	27
3.8.4 Influența erorii de profil	27
3.8.5 Concluzii simulare numerică angrenare	27
CAPITOLUL 4. FOLOSIREA TRANSFORMATEI FOURIER PENTRU ELIMINAREA ERORILOR	ROTII
ETALON FOLOSITE ÎN ANGRENAREA FORȚATĂ	28
4.1 Testarea teoretică a noii metode de prelucrare	28
4.1.1 Simularea 1	29
4.1.2. Simularea 2	
4.1.3 Simularea unui angrenaj cu ambele roți cu abateri geometrice	
4.1.4 Extragerea din spectrul prelucrarii a spectrului roții fixe etalon obținut la simularea	de la
A 2 Anlicence simulării scurre uncri reale	
CAPITOLOL 5. SINTETIZARE REZULTATE FINALE	40
5.1. Sintetizarea rezultatelor simularilor și a testelor practice	40
5.2. Mietoda de prelucrare rezultata	41
5.2.1 Aplicarea metodei în cazul folosirii unei roți etalori	42 12
5.2.2 Aplicatela metodel in cazul lolosi il unel roți obișnuite ca roata etalori	45 ЛЕ
5.5 Apricații în practica a non metodel prezentate în teza	45
5.4 Contribuții originale 5.5 Domonii și direcții de corcetere în viiter	4/ ло
5.5 Domenii și unecții de cerceldre în villor	4ð ло
	404
	4ð
DIDLIUGRAFIE SELEU I IVA	54



MINISTRY OF EDUCATION AND RESEARCH "VALAHIA" UNIVERSITY of TARGOVISTE IOSUD - DOCTORAL SCHOOL OF ENGINEERING SCIENCES FUNDAMENTAL FIELD OF ENGINEERING SCIENCES THE FIELD OF MECHANICAL ENGINEERING

STUDIES, RESEARCH AND COMPLEX EXPERIMENTS OF FINE MECHANICAL GEARS BY HIGH PRECISION HARMONIC METHODS

PHD SUPERVISOR: Prof.Univ.Dr.Ing.EurIng.Dr.h.c. GHEORGHE Ion GHEORGHE

> CANDIDATE : eng. Stanciu Dănuț Iulian

STUDIES, RESEARCH AND COMPLEX EXPERIMENTS OF FINE MECHANICAL GEARS BY HIGH PRECISION HARMONIC METHODS.

CHADTER 1 OVERVIEW	5
1 1 Checking of gear errors by means of the inserted tooth gear assembly	ړ و
1.2 Energing of gear errors by means of the inserted tooth gear assembly	a
	1
2 1 Overview	נ 1
2.2 Goar simulation software	2
	2
CHAPTER 5. THEORETICAL EXPERIMENTS ON THE WEITHOD OF DETERMINING THE	2
2 1 Overview of the execution of simulation tests	, ה
2.2 Determining the accuracy of the simulation	6
3.3 Checking the influence of the flank clearance on the gear	a
3.4 Verification of the influence of eccentricity on the simulation results	」 1
3.5 Checking the influence of the nitch error on the simulation results	2
3.6 Checking the influence of the profile error on the simulation results	4
3.7 Verification of the combined influences on the simulation results	7
3.7.1 Known deviations of eccentricity and flank profile	7
3.7.2 Known deviations in terms of flank clearance. eccentricity and flank profile	9
3.8 Synthesis of the results obtained in the theoretical simulations	1
3.8.1 Flank clearance	1
3.8.2 Eccentricity	1
3.8.3 Pitch deviation82	2
3.8.4 Influence of profile error82	2
3.8.5 Conclusions of the numerical simulation applied to the gear assembly82	2
CHAPTER 4. USING THE FOURIER TRANSFORM TO ELIMINATE MASTER GEAR ERRORS OF	
GEARS INVOLVED IN A FORCED GEAR ASSEMBLY83	3
4.1 Theoretical testing of the new processing method84	4
4.1.1 Simulation 1	4
4.1.2. Simulation 2	6
4.1.3 Simulation of a gear assembly featuring two gears with geometric deviations	/
4.1.4 Extraction from the processing spectrum of the standard fixed gear spectrum obtained	0
4.2 The application of the simulation on real goars	0 1
	5
5.1 Synthesizing the results of simulations and practical tests	, 5
5.2 The resulting processing method	ר ה
5.2.1 Application of the method when using a standard gear	7
5.2.2 Application of the method when using a ordinary gear as a standard gear	, 8
5.3 Practical applications of the novel method presented in the thesis	0
5.4 Original contributions	2
5.5 Fields and directions for future research	3
5.7 The impact of the doctoral thesis	3
SCIENTIFIC PUBLICATIONS	4
SELECTED REFERENCES	3

CAPITOLUL 1. GENERALITĂȚI

Folosirea extinsă a electronicii în construcția instalațiilor de măsurare favorizată de creșterea gradului de integrare a componentelor complexe electronice, utilizarea metodelor matematice complexe de prelucrare a valorilor măsurate pe parcursul unei măsurători favorizată de creșterea puterii de calcul a calculatoarelor moderne, ușor accesibile, a dus la schimbarea paradigmei operațiilor de măsurare a componentelor mecanice. Roțile dințate, ca elemente importante din sub-ansamblele mecanice, beneficiază de această schimbare de paradigmă, ce introduce electronizarea și calculul automat complex pentru creșterea vitezei de verificare simultan cu o simplificarea complexității componentei mecanice a sistemului. În această teză de doctorat va fi prezentată o metodă de prelucrare a variației distanței dintre două roți dințate aflate în angrenarea forțată care va determina cu rapiditate abaterile geometrice ale roților dințate aflate în angrenare prin folosirea metodelor mecatronice complexe de analiză și control.

Angrenajele cu roți dințate sunt printre elementele cele mai răspândite ale organelor de mașini. Verificarea lor are o importanță vitală din toate punctele de vedere ale instalațiilor în care sunt montate: din punct de vedere al funcționării line, din punct de vedere al zgomotului generat și din punct de vedere al siguranței în funcționare. De la aceste cerințe importante rezultă că verificarea din punct de vedere geometric și funcțional a elementelor roților dințate reprezintă elementul cheie al asigurării unei funcționări optime al angrenajelor cu roți dințate.

Industria automobilelor este unul dintre utilizatorii cei mai importanți ai roților dințate, care în cutiile de viteze și casetele diferențial folosesc roțile dințate iar calitatea acestor subansamble influențează calitatea finală a autoturismului atât din punct de vedere al siguranței cât și din punct de vedere al confortului și al poluării sonore.

Ținând cont că verificarea geometrică a roților dințate prin metode tradiționale reprezintă o operație care consumă mult timp, iar principalul utilizator din lume al roților dințate, industria automobilului produce și utilizează volume mari de roți dințate, lucrarea propune realizarea unei metode noi, rapide și suficient de precise pentru verificarea roților dințate atât în fluxul de producție cât și pe fluxul de montaj astfel încât toată producția să poată fi verificată atât la realizare (ca element individual) cât și la montaj (ca ansamblu format din roți dințate) ducând la o calitate crescută a produsului final și la o determinare rapidă a zonelor cu probleme din cadrul liniei de fabricație.

Combinând metoda de testare rapidă cu dinte înfipt cu analiza spectrului Fourier a variației distanței dintre axe se va determina calitatea roților dințate verificate.

Verificarea cu dinte înfipt reprezintă o metodă rapidă de control a erorilor de angrenare conform criteriului de funcționare lină și se execută după o schemă de angrenare ca în figura următoare (fig. 1.1):



Fig. 1.1 Schema de verificare cu dinte înfipt.

Analiza cu ajutorul Transformatei Fourier realizează o descompunere a unei curbe oarecare continue (în cazul nostru curba de variație a distanței dintre axe) într-o serie de sinusoide simple.

Folosind cele 2 elemente prezentate mai sus (angrenarea cu dinte înfipt și descompunerea cu ajutorul Transformatei Fourier) se va determina legătura dintre parametrii unui ordin al transformatei Fourier și elementele geometrice ale roții dințate de verificat. ordinul

Ca urmare, se va face mai întâi o analiză a elementelor geometrice specifice roților dințate, o analiză a metodelor clasice de măsurare a elementelor geometrice a roților dințate, o prezentare teoretică a noii metode de măsurare propusă, obținerea de rezultate teoretice prin realizare simulării numerice a angrenajului dintre două roți dințate și aplicarea metodei propuse asupra rezultatelor simulării și verificarea prin măsurare practică a unui set de roți dințate.

Paradigma cercetării domeniului presupune în sinteză utilizarea conceptelor de proiectare inteligentă de analiza valorii inginerești, de analiză a metodelor de măsurare precisă și ultra-precisă a elementelor geometrice, de aplicare a noii metode de măsurare (deja propusă), de experimentare și realizare a simulărilor numerice pentru angrenajele dintre roți, de analiză a rezultatelor prin măsurare digitalo a unui set de roți dințate și de selectare științifică a materialelor de confecționare a roților dințate de funcționare și a roților etalon.

1.1 Testarea roților dințate prin angrenare cu dinte înfipt

Testarea prin angrenare forțată presupune realizarea unui angrenaj format din 2 roți conjugate dintre care una dintre ele va fi roata de verificat care se afla pe o sanie mobilă cu un grad de libertate (liniar sau unghiular) iar cealaltă roată reprezintă roata etalon care are o poziție fixă, și prin care se antrenează angrenajul (fig. 1.1). Prin rotirea roții etalon se obține rotirea roții de verificat; datorită erorilor constructive ale roții de verificat și datorită fixării roții de verificat pe o sanie mobilă se va obține o variație a distanței dintre axele celor 2 roți.

În figura 1.2 este prezentat modul de variație a distanței dintre axele a două roți dințate aflate în angrenare forțată.





Pentru a putea determina legătura dintre parametrii geometrici ai angrenajului cu variația distanței dintre axe s-au stabilit realizarea următoarelor etape:

- (1) Realizarea unor simulări ale unor seturi de angrenaje la care se introduc abateri de la parametrii geometrici cu valori cunoscute (pentru roata de verificat, roata etalon fiind considerată o roata perfecta). Prin realizarea prelucrărilor ulterioare asupra acestor seturi de date rezultate prin simulare se certifică metoda de prelucrare şi totodată se stabileşte tipul de filtrare ce se va aplica
- (2) Realizarea unor simulări cu roti etalon cu abateri reale de la parametrii geometrici. Prin aceasta se dorește a se determina metoda de prelucrare a datelor astfel să se poate elimina parametrii geometrici cunoscuți ai roții etalon iar în continuare prelucrarea să se poată face ca și cum se folosește o roata etalon perfectă
- (3) Cu valorile stabilite de la punctele (1) şi (2) se vor face experimentări de laborator şi se vor face comparații între valorile obținute cu noua metodă şi valorile obținute prin verificare cu mijlocele consacrate de măsurare

1.2 Transformata Fourier¹

Analiza armonica, realizata in special cu ajutorul transformatei Fourier, este un instrument matematic ce arata ca orice funcție continua poate fi reprezentata de o suma de funcții sinusoidale.

Transformata Fourier este definita de:

$$F(s) \equiv \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{-2\pi i s x} dx$$
(1.1)

care mai este denumită Transformata Fourier Directa și

$$f(x) \equiv \int_{-\infty}^{\infty} F(s) e^{2\pi i s x} ds$$
(1.2)

cunoscuta si ca Transformata Fourier Inversa

In realitate, in procesul de măsurare, avem de-a face cu semnale care sunt eșantionate discret, de obicei la intervale constante, și de durată finită sau periodică. Pentru astfel de date, este necesar doar un număr finit de sinusoide și este necesară Transformarea Fourier Discretă (DFT - Discret Fourier Transformation).

Pentru seturi de date discrete (cum sunt cele obținute în procesul de măsurare) transformata fourier discreta de N puncte de date eșantionate uniform xj (unde j = 0,...,N-1) este definită prin formula:

$$X_{k} = \sum_{j=0}^{N-1} x_{j} e^{-2\pi i j K/N}$$
(1.3)

iar transformata inversă prin formula

$$x_{j} = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X_{k} e^{2\pi i j k/N}$$
(1.4)

Rezultatul DFT al unei serii de timp de intrare în N puncte este un spectru de frecvență în N puncte, de frecvență k, cu k variind de la 0 la (N/2-1), de la componenta 0 numita componenta continua până la cea mai înalta frecventa de valoare N/2. Fiecare valoare k reprezintă numărul de sinusoide prezent in fiecare serie. Dacă amplitudinea si faza fiecărei componente este notata cu Ak(amplitudinea) si Φ k, atunci fiecare dintre sinusoidele componente pot fi descrise de ecuația:

$$X_k = A_k e^{iwpk} \tag{1.5}$$

Pentru seturi de date achiziționate in procesul de măsurare, rezultata Transformatei Fourier Directe valoarea reala a spectrului sunt componentele pare iar valoarea complexa este data de componente impare ale transformatei.

Transformata Fourier Directa este un algoritm matematic complex care necesita un mare volum de calcul (N² operații). Pentru a se mari viteza de execuție James W. Cooley si John W. Tukey ("An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series," Math. Comput. 19, 297–301-1965) au creat un algoritm, adaptat calculatorului electronic, care mărește viteza de prelucrarea a datelor astfel incit este necesar doar un număr de operații egal cu N log₂(N) operații, algoritm denumit Transformata Fourier Rapida (FFT - Fast Fourier Transformation), singura cerință a algoritmului fiind ca numărul de puncte eșantionate să fie putere a lui 2 (2,4,8,...1024,...)

¹ O.Radu, GH. Săndulescu Filtre Numerice – Aplicații, Editura Tehnică 1979 București

Pe scurt o prelucrare prin Transformata Fourier presupume obținerea amplitudinii și fazei a sinusoidelor ce compun curba supusă analizei (denumit prescurtat ca spectrul transformatei), eliminarea / sau menținerea componentelor sinusoidale specifice și reconstrucția curbei, prin transformata Fourier Inversă.

În figura 1.3 este prezentat modul de descompunere a unei curbe complexe în sumă de sinusoide perfecte.

Figura 1.3 Exemplu de descompunere si compunere a unei curbe reale folosind Transformata Fourier



Prin selectarea uneia dintre sinusoidele rezultate din descompunere sau prin selectarea mai multor dintre sinusoidele rezultate se pot obține informații despre diverse abatere de formă sau suprafață a unei piese.

CAPITOLUL 2. SIMULAREA ANGRENĂRII

2.1 Generalități

Pentru simularea angrenării s-a generat matematic evolventa (funcție de modul ales) și s-a poziționat pe diametrul de divizare (angrenare) la unghiurile rezultate din numărul de dinți ai roții.

Evolventa a fost aproximată prin interpolare liniară, coordonatele punctelor de pe evolventă fiind calculate conform figurii următoare:



inv $\alpha = tg(\alpha) - \alpha$; (α – unghiul exprimat în radiani)

Pentru o variație a raze R de la raza cercului de baza până la raza cercului exterior

coordonatele punctelor ce vor interpola evolventa vor fi:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{r_b}{r}\right) \tag{5.1}$$

$$x = r\cos(\alpha) \tag{5.2}$$

$$y = r\sin(\alpha) \tag{5.3}$$

unde:

 r_b – raza cercului de baza r – raza curenta (r – r)³

r – raza curenta $(r_b...r_e)^3$

Folosind aceste formule matematice, prin cunoașterea parametrilor de bază ai evolventei (modulul și numărul de dinți) se poate construi în memoria unui calculator o roată dințată cu flancurile dinților descriși matematic fie sub forma interpolată liniar (ca o succesiune de puncte geometrice in 2D) fi sub forma unei curbe de interpolare spline.

Folosind această reprezentare digitizată a unei roți dințate se poate simula numeric o angrenare forțată (realizată între 2 roți dințate simulate numeric) din care să rezulte variația distanței dintre axele celor 2 roți dințate conformă cu poziția și stare flancului evolventic (pe care are loc angrenarea).Pentru a se putea realiza simularea numerică s-a conceput și implementat un software de simularea a angrenării.

În figura 2.2 este prezentat ecranul de pornire al aplicației (care reprezintă totodată și un instantaneu luat în timpul realizării unei simulări.

³ https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/involute_gear_profile.html



Fig. 2.2 Ecranul de pornire al aplicației de simulare a angrenării

Simularea angrenării este un proces iterativ prin care, pentru un anumit unghi al roții conducătoare, găsește pozitia de tangență a roții conduse (fig. 2.3) care se desfășoară astfel:

- (1) Se determină, pe orizontală, distanța minimă dintre fiecare punct ce constituie profilul fiecărui flanc al roții de verificat și segmentele de dreaptă ce constituie flancul dinților conjugați ai rotii de antrenare (vezi fig. 2.2)
- (2) Se determină, pe orizontală, distanța minimă dintre fiecare punct ce constituie profilul fiecărui flanc conjugat al roții conducătoare și segmentele de dreaptă ce constituie flancurile dintelui roții de verificat
- (3) Se alege valoare minima dintre cele două valori găsite la punctele 1 și 2

Fig. 2.3 Evidențiere deplasărilor realizate de software-ul de simulare pentru a determina poziția optimă de contact.



- (4) Se realizează o deplasare pe orizontală valoarea deplasării fiind egală cu valoarea minimă găsită la punctul 3
- (5) În această poziție se determină, asemănător ca la punctul 1 şi 2- adică prin fiecare dintre punctele constituente ale profilelor roților de verificat şi a roții etalon, unghiul minim dintre dinte şi gol
- (6) Se realizează rotirea roții de verificat cu jumătatea unghiului găsit la punctul 5
- (7) Se reia operația de prelucrare de la punctul 1 până când distanța găsită este mai mică decât toleranța impusă (uzual s-a folosit o valoarea a toleranței de 0.001-0.002 mm). Pentru fiecare increment unghiular a roții conducătoare se realizează etapele descrise anterior și se memorează poziția X a centrului roții de măsurat, unghiul roții conducătoare

(etalon) si unghiul rotii verificate.

Pentru simularea angrenării a două roți dințate s-a proiectat și realizat un program software în care se pot introduce valorile specifice fiecărei roți din angrenare, erori specifice cunoscute cu valori controlate (joc de flanc, excentricitate, abatere de pas dinți, eroare de flanc, deplasare), se execută simularea și în urma finalizării simulării se obține variația distanței dintre axe sub forma unui tabel de date numerice. Prin prelucrare acestui tabel de date rezultate se separa și măsura erorile specifice introduse la începerea simulării. În capitolul următor este prezentat programul de simulare a angrenării cu dinte înfipt.

2.2 Software pentru simularea angrenării

Pentru a simula angrenarea a două roți dințate s-a realizat un software specializat. În acest software se pot introduce parametrii geometrici specifici ai unei roți dințate (modulul, numărul de dinți, abaterile de pas, de profil, jocul de flanc, excentricitate) și se obține o variație a distanței dintre axele celor 2 roți din angrenare. Software-ul dispune de funcții pentru prelucrarea distanței dintre cele 2 axe(obținută prin simulare) prin transformata Fourier rapidă



Figura 2.5 Ecranul de prelucrare date





Reprezentare grafica date filtrate

Valorile amplitudinilor spectrului curent selectat

Definire și utilizare filtre de prelucrare

Filtrele de prelucrare reprezintă seturi de ordine de frecvență din cadrul Transformatei Fourier care aplicate datelor culese realizează eliminarea componentelor setate iar la recompunere se va obține un set de date filtrate.

	Seturi de date definite
Filtre Definite	Sterge setul curent
set pas	
Sterge Ster	Adauga un nou set
Static	
📀 Set Baza 🔪 🔿 Set Filtrat	
Nr. Crt. de la la	
	Ordinele de frecventă ce se vor
2 <u>60</u> 999999	elimina din spectru de
	frecvență
Sterge Ordin Adauga Ordin	
Aplica Filtru	
Ordin Valoare(mm)	
3 0.007	
4 0.003	
5 0.002	
6 0.003	Catal manters
7 0.004	Setul pentru
8 0.004	care sunt
9 0.001	afisate
10 0.003	volorilo
	valorite
	numerice
15 0.003	
16 0.002	
17 0.001	
18 0.002	
19 0.001	
20 0.001	
21 0.001	
22 0.001	
23 0.001	
24 0.001	



CAPITOLUL 3. EXPERIMENTĂRI TEORETICE ASUPRA METODEI DE DETERMINARE A PARAMETRILOR ANGRENAJELOR CU ROȚI DINȚATE

3.1 Prezentarea generală a efectuării testelor de simularea

Pentru a putea determina un model de prelucrare a datelor rezultate în cadrul angrenărilor forțate a angrenajelor cu dinți cu profil evolventic este necesar a se executa o serie de simulări de a angrenării în care se introduc erori ale roții dințate cu abateri cunoscute iar în urma realizării simulării și a prelucrărilor specifice abaterile cunoscute introduse la începutul simulării să poată fi regăsite în rezultatele obținute.

Pentru a realiza și a evalua simularea angrenării forțate s-au realizat următoarele testelor

- (1) Determinarea preciziei simulării
- (2) Verificarea influenței jocului de flanc asupra angrenării
- (3) Verificarea influenței excentricității asupra rezultatelor simulării
- (4) Verificarea influenței erorii de pas asupra rezultatelor simulării
- (5) Verificarea influenței erorii de profil asupra rezultatelor simulării
- (6) Verificarea influențelor combinate asupra rezultatelor simulării

3.2. Determinarea preciziei simulării.

Precizia simulării este un element important deoarece arată valoarea incertitudinii rezultatelor obținute în urma simulării. (Determinarea preciziei simulării este necesară deoarece flancurile dinților au fost generați prin interpolare liniară și această metodă de interpolare va genera o curbă puțin diferită de evolventa teoretica.) Pentru determinarea preciziei se va efectua simularea asupra unor angrenaje perfecte singurul element variabila fiind modulul și numărul de puncte în care se efectuează simularea. În urma testelor se va obține numărul optim de aproximare a evolventei raportat la un timp minim de prelucrare (o precizie foarte mare a simulării poate necesita un timp excesiv de mare)

În urma experimentărilor am obținut următoarele valori pentru precizia simulării și pentru timpul de prelucrare

Durata prelucrării este prezentată grafic în figura 3.1 și cu valori numerice în tabelul 3.1



Figura 3.1 Grafic timp prelucrare / număr puncte aproximare evolventă (sinteză)

Tabel 3.1 Timpul de prelucrare (valori a duratei în secunde)

$\begin{array}{l} Modul \rightarrow \\ Nr. \ Puncte \end{array}$	2	3	5	10	20
20	273.828003	269.843994	269.015015	250.084	298.671997
50	1674.244019	1612.014038	1589.235962	1631.657	1544.957031
75	3686.302979	3325.426025	3515.778076	3633.342	3514.329102
100		5638.421875	6175.974121	6342.250	6297.648926
200				23411.650	17178.203125

Precizia realizată a simulării corelată cu numărul de puncte de aproximare a evolventei și cu modul roții dințate de verificat

Variația preciziei de prelucrare este prezentată grafic în figura 3.2 și cu valori numerice în tabelul 3.2



Figura 3.2 Grafic precizie prelucrare / număr puncte aproximare evolventă (sinteză)

Tabel 3.2 Eroarea	de prelucrar	e (mm)	
		• (

Modul \rightarrow Nr. Puncte	2	3	5	10	20
20	0.005723	0.005723	0.005723	0.005723	0.005723
50	0.000746	0.000746	0.000746	0.000746	0.000746
75	0.000416	0.000416	0.000416	0.000416	0.000416
100		0.000265	0.000265	0.000265	0.000265
200				0.000065	0.000065

Din Tabelul 3.1 si Tabelul 3.2 se observă că pentru o aproximare a evolventei în 75 de puncte obtinem o precizie de 0.0004 mm cu un timp de prelucrare în jur de 3600 de secunde ceea ce este acceptabil pentru prelucrările anterioare. (în continuare vom lucra cu un număr de 75 de puncte de evaluare a evolventei).

3.3 Verificarea influentei jocului de flanc asupra angrenării

Pentru a studia influența jocului de flanc asupra distanței dintre axe din cadrul angrenajului s-au efectuat o serie de simulări cu valori diferite ale jocului de flanc.

Reprezentare grafica a variatiei distantei dintre axe pentru un angrenaj cu un joc de flanc impus este prezentat în figura 3.3



Spectru de frecventa pentru un joc de flanc de 0.1 mm



Figura 3.4 Spectru frecvență pentru un joc de flanc de 0.1 mm

Valorile numerice ale spectrului sunt prezentate în tabelul următor (Tabelul 3.3):

Amplitudine Spectru – valori numerice Tabel 3.3

Ordin	Amplitudine (mm)	
0	0.2798	
1	0.0000	
2	0.0000	
3	0.0000	
(valoare 0 pana la componenta 2047 a spectrului)		

Se observă că componenta 0 a spectrului are valoarea de 0.2798 mm care pentru un unghi mediu de presiune de 20 grade rezultă o valoare a jocului determinat de 0.1018 mm după formula

 $J_{real} = J_{masurat} / \tan(20^{\circ})$

(3.1)

Tabel 3.4

Valoare joc de flanc Amplitudine componentă 0 din spectru		Valoare corectată cu tan(20 grade)	Coeficient de corecție pentru valorile măsurate	
0.1000	0.2798	0.1018	2.7980	
0.1500	0.4198	0.1528	2.7987	
0.3500	0.9795	0.3565	2.7986	

Prin analiza rezultatelor sintetizate prezentate anterior rezultă că pentru a obține jocul de flanc se va extrage componenta 0 a spectrului de frecvență și se va diviza cu o valoare de 2.798. Această valoare rezultă datorită efectului de pană dat de unghiul de angrenare ca în figura următoare



Figura 3.5 Influenta unghiului de presiune asupra determinării jocului de flanc

Deoarece unghiul de presiune de 20 grade este doar în momentul în care contactul dintre cele 2 roți are loc pe diametrul de divizare valoarea corectată determinată este de 2.7980 care este foarte apropiata de 2.747 (1 / tangentă(20°)).

3.4 Verificarea influenței excentricității asupra rezultatelor simulării

Pentru a verifica modul de comportare a spectrului distantei dintre axe a unui angrenaj cu dinte înfipt s-au realizat o serie de simulări cu valori diferite ale excentricității impuse pentru roata de testat digitizată numeric.

Variația distanței dintre axe pentru un angrenaj în care roata de verificat are o excentricitate este reprezentată grafic în figura 3.6.



Figura 3.6 Variație distanță dintre axe pentru o excentricitate impusă de 0.05 mm

Spectrul initial al variției distanței dintre axe pentru același angrenaj este prezentat în figura 3.7.



Figura 3.7 Spectru initial distanță dintre axe pentru o excentricitate de 0.05 mm

Cu valorile numerice Tabel 3.5

14001 5.5	1	
Ordin	Amplitudine (mm)	
0.0000	0.0000	
1.0000	0.0500	
2.0000	0.0000	
3.0000	0.0000	
(valoare 0 pana la componenta 2047 a spectrului)		

Rezultatele experimentărilor sunt reprezentate în tabelul 3.6.

Table 3.6

Excentricitate impusă (mm)	Valoarea amplitudine ordin 1 de frecvență (mm)
0.05	0.05
0.1	0.1
0.2	0.2
0.3	0.3

În concluzie se poate spune ca excentricitatea este dată de valoarea amplitudinii ordinului 1 a spectrului de frecvență a variației distanței dintre axe.

3.5 Verificarea influenței erorii de pas asupra rezultatelor simulării

Pentru a verifica influența abaterii de pas asupra distanței dintre axe s-au realizat 4 simulări cu abateri de pas distribuite aleator cu valorile maxime de 0.05, 0.1, 0.2, 0.3 mm și s-au interpretat rezultate prin analiză spectrală.

Reprezentarea grafică a distanței dintre axe pentru o variație de pas de max 0.05 mm



Figura 3.8 Variația distanței dintre axe pentru o abatere de pas maximă 0.05 mm

cu spectrul de frecvență al variației distanței dintre axe

Figura 3.9 Spectrul variației distanței dintre axe pentru o abatere de pas maximă 0.05 mm



S-au eliminat ordinele 0...1 (valoarea continua și excentricitate) și de la 60 (Numar Dinti * 2) la numarul maxim al amplitudinii; s-a obținut următoarea diagramă de variație filtrată

Figura 3.10 Variația filtrată a distanței dintre axe pentru abatere de pas de max 0.05 mm



Concluzii 6.5

În sinteza testării variației de pas asupra variației distanței dintre axe a unui angrenaj în angrenare forțată avem:

	Impusă	Obținută	Abatere	Angrenaj
Variație de pas	0.099 mm	0.094 mm	0.006 mm	30/20
Variație de pas	0.200 mm	0.240 mm	0.040 mm	30/20
Variație de pas	0.376 mm	0. 382mm	0.006 mm	30/20
Variație de pas	0.556 mm	0.545 mm	0.011mm	40/20

3.6 Verificarea influenței erorii de profil asupra rezultatelor simulării

Pentru a verifica influența abaterii de profil asupra variației distanței dintre axe a angrenajului un angrenaj compus dintr-un angrenaj perfect peste care suprapunem o abatere a flancului cu o valoare maxim cunoscută generată aleator.

Variația specifică a distanței pentru un angrenaj în care este prezentă o abatere de la profil a unei roți din cadrul angrenajului este dată în figura 3.11.



Figura 3.11 Variație distanță între axe pentru o eroare de profil de ± 0.010 mm

Spectrul de frecvență a datelor culese este arătat în figura 3.12

Figura 3.12 Spectrul de frecvență a variației distanței dintre axe pentru o eroare de profil de $\pm 0.01 mm$

0.010	
0.007	
0.005	
0.003	
🖸 և է Արի ինքին հայություններին անտանում է որին հններ է հարցումնուն է հայուրին, որ է են արդադարան առաջարելու	256. 0

Ținând cont de numărul de flancuri al roții de verificat (60 pentru o roata de 30 de dinți) vom selecta ca filtru datele care au o frecvență mai mare de număr de dinți / 2. (Obs. Acest număr a fost determinat experimental prin simulările efectuate pe parcursul tezei de doctorat cât și prin experimentările practice efectuate ce vor fi arătate în cele ce urmează.)

Variația distanței dintre axe din care s-au eliminat frecvențele 0-15 este prezentat în figura 3.13



Se observă că nu putem obține abaterea de flanc exact cum este pe roata de verificat dar valoarea maximă (max – min) este apropiată (după cum se va vedea în rezultatele prezentate mai jos.

Sinteza rezultatelor pentru diverse abateri de profil introduse;

Tabel 3.8

Valoare abatere de flanc introdusă (mm)	Valoare abatere de flanc obținută (mm)	Abaterea (mm)
0.016	0.018	0.002
0.033	0.029	0.004
0.045	0.038	0.007

Din acest tabel rezultă că prin analiză armonică se pot obține abaterile de profil ale flancului dinților, cu suficientă precizie, dar numai ca valoare globală la nivelul întregii roți și nu ca poziționare absolută la nivelul dinților roții dințate.

3.7 Verificarea influențelor combinate asupra rezultatelor simulării

Pentru a ne apropia de un caz real (în care sunt prezente simultan toate tipurile de erori constructive ale roților dințate) au fost efectuate o serie de testări în care s-au introdus treptat 2, 3 sau mai multe erori de tipul și valoarea cunoscută.

3.7.1 Abateri cunoscute excentricitate și profil flanc

Variația distanței pentru un angrenaj aflat în angrenare forțată cu o abatere de excentricitate și o abatere de flanc impusă este arătată în figura 3.14

Figura 3.14 Diagrama distanță între axe pentru abateri combinate de excentricitate (0.05 mm) și abatere profil flanc (± 0.020 mm)



Cu spectrul din figura următoare (fig. 3.15):

Figura 3.15 Spectrul pentru angrenaj cu abateri combinata excentricitate (0.05 mm) şi abatere profil flanc $(\pm 0.020 \text{ mm})$



Valorile numerice ale spectrului sunt prezentate în cele ce urmează (doar primele 10 componente):

Tabel 3.9

OrdinAm	plitudine (mm)	6	0.000
0	0.011	7	0.001
1	0.051	8	0.000
2	0.000	9	0.001
3	0.000	10	0.000
4	0.000		
5	0.001		

Pentru a obține valoarea excentricității s-a reținut valoarea amplitudinii ordinului 1 (care reprezintă excentricitatea) cu valoarea 0.0509 mm

Pentru a obține abaterea de la profilul flancului dinților s-a introdus un filtru în care sunt eliminate componentele 0-100, iar în urma filtrării s-a obținut următoarea diagrama a distanței între axe:

Figura 3.16 Diagrama de variație a distanței dintre axe cu componentele 0 și 30 eliminate



Rezultatele grupate ale celor 2 simulări sunt prezentate în tabelul următor:

Tabel 3.10			
	Date de intrare (mm)	Date obținute prin prelucrare (mm)	Abaterea rezultată (mm)
Excentricitate	0.0500	0.0509	0.0009
	0.1000	0.1010	0.0010
Abaterea de la	0.0320	0.0280	-0.0040
profilul evolventic	0.0330	0.0310	0.0020

Se observă că analiza armonică poate separa și măsura cu suficientă precizie abaterile de excentricitate și abaterile de la profilul evolventic ale dinților roții de verificat

3.7.2 Abateri cunoscute joc flanc, excentricitate și profil flanc

Pentru a obține influența jocului de flanc, a excentricității și a profilului de flanc se introduce valori cunoscute ale acestor abateri și se va obține valoarea lor prin analiza prin analiză cu transformata Fourier a variației distanței dintre axele angrenajului aflat în angrenare forțată.

Un exemplu al variație distanței dintre axele celor 2 roți dințate aflate în angrenare forțată este prezentat în figura 3.17





Cu spectrul din figura următoare:

.

Figura 3.18 Spectrul pentru angrenaj cu abateri combinata joc flanc (0.2mm), excentricitate (0.1 mm) și abatere profil flanc ($\pm 0.020 \text{ mm}$)

1.000	
0.750	
0.500	
0.250	
0	256.0

Valorile numerice ale spectrului sunt prezentate în cele ce urmează (numai primele 10 componente): Tabel 3.11

5.11					
Ordin.		3	0.0011	8	0.0010
Am	plitudine(mm)	4	0.0009	9	0.0007
0	0.5408	5	0.0011	10	0.0007
1	0.1503	6	0.0003		
2	0.0004	7	0.0011		

Pentru a obține valoarea jocului de flanc amplitudinea spectrului de ordin 0 a fost împărțită cu valoarea de 2.789 (determinată anterior – a rezultat 0.1932mm), pentru valoarea excentricității s-a reținut valoarea amplitudinii ordinului 1 (care reprezintă excentricitatea) cu valoarea 0.1503 mm

Pentru a obține abaterea de la profilul flancului dinților s-a introdus un filtru în care sunt eliminate componentele 0 și 1 (valoarea medie și excentricitatea), iar în urma filtrării s-a obținut următoarea diagrama a distanței între axe:



Figura 3.19 Diagrama de variație a distanței dintre axe cu componentele 0 și 1 (valoarea continuă și excentricitatea) eliminate

Concluzie 3.7.2

Datele comparative obținute sunt:

Tabel 3.12

	Date de intrare (mm)	Date obținute prin prelucrare (mm)	Abaterea rezultată (mm)
Joc de flanc	0.2000	0.1932	0.0068
	0.2500	0.2415	0.0085
excentricitate	0.1500	0.1503	0.0003
	0.2000	0.2009	0.0009
Abaterea de la	0.0270	0.0290	0.0020
profilul evolventic	0.0340	0.0410	0.0070

Prin analiza valorilor din tabelul de mai sus rezultă că prin analiză armonică putem separa și măsura abaterile de excentricitate, joc de flanc și abatere de la profilul evolventic al dinților roții dințate de măsurat.

3.8 Sintetizarea rezultatelor obținute în urma simulărilor teoretice

În urma simulărilor efectuate, prezentate în capitolele anterioare putem realiza sintetic, comparativ, valorile abaterilor introduse în angrenaj și valorile obținute în urma prelucrărilor astfel:

14061 5.15			
Valoare joc de flanc	Amplitudine componentă 0 din spectru	Valoare corectată cu tan(20 grade)	Coeficient de corecție pentru valorile măsurate
0.1000	0.2798	0.1018	2.7980
0.1500	0.4198	0.1528	2.7987
0.3500	0.9795	0.3565	2.7986

3.8.1 Joc de Flanc

3.8.2 Excentricitate

Tabel 3.14 – Joc de flanc:

Excentricitate impusă (mm)	Valoarea amplitudine ordin 1 de frecvență (mm)
0.05	0.05
0.1	0.1
0.2	0.2
0.3	0.3

3.8.3 Abaterea de pas

Tabel 3.15 - Abaterea de pas:

	Impusă	Obținută	Abatere	Angrenaj
Variație de pas	0.099 mm	0.094 mm	0.006 mm	30/20
Variație de pas	0.200 mm	0.240 mm	0.040 mm	30/20
Variație de pas	0.376 mm	0. 382mm	0.006 mm	30/20
Variație de pas	0.556 mm	0.545 mm	0.011mm	40/20

3.8.4 Influența erorii de profil

Valoare introdusă (mm)	Valoare obținută (mm)	Abaterea (mm)
0.0270	0.0290	0.0020
0.0340	0.0410	0.0070
0.0320	0.0280	-0.0040

3.8.5 Concluzii simulare numerică angrenare

- (a) Jocul de flanc se poate determina prin divizarea armonicii 0 a spectrului cu valoarea
 2.798 (valoare determinată în urma simulărilor și apropiată ca valoare de 1 / tangenta de 20°)
- (b) Excentricitatea se poate determina prin reținerea armonicii 1 a spectrului variației distanței dintre axe
- (c) Abaterea de pas prin folosirea analizei armonice nu am putut determina cu suficientă precizie abaterea de pas, posibil datorită limitărilor simulării sau datorită metodei de prelucrare; această problemă va fi analizată suplimentar în etapele testărilor practice
- (d) Abaterea de la profilul evolventic se poate determina la nivelul global al întregii roți dințate verificate prin folosirea spectrului mai mare de ordinul dat de eliminarea componentelor 0 - Număr Dinți Roată de Verificat / 2

CAPITOLUL 4. FOLOSIREA TRANSFORMATEI FOURIER PENTRU ELIMINAREA ERORILOR ROTII ETALON FOLOSITE ÎN ANGRENAREA FORȚATĂ.

După cum a rezultat în simulările prezentate anterior ca roată etalon s-a folosit o roată perfectă (fără nici un fel de abateri de la parametrii geometrici constructivi și funcționali). În realitate asemenea roți nu există, roțile reale având erori constructive iar roți etalon cu valori ale abaterilor foarte mici sunt foarte scumpe și greu de obținut. Prin folosirea Transformatei Fourier și prin aplicarea unei metode de prelucrare arătată mai jos se poate folosi o roată obișnuită pe post de roată etalon, reducând astfel costurile cu roata etalon și reducând astfel erorile apărute în cazul în care se folosește o roată obișnuită pe post de roată etalon.

Metoda de prelucrare propusă este următoarea:

- 1. Generarea valorilor de referință ale roții folosită ca roată etalon
- 1.1 Se măsoară roata ce se dorește a fi etalon print culegerea de puncte în coordonate carteziene de pe fiecare flanc al roții (se recomanda culegerea a unui număr cât mai mare de puncte pe fiecare flanc)
- 1.2 Se pornește programul de simulare și se generează un angrenaj format din roata mobilă perfectă și roata fixă etalon la care se vor înlocui flancurile teoretice perfecte ale dinților cu flancurile obținute pe mașina de măsurat în coordonate
- 1.3 Se execută simularea
- 1.4 Se aplică o Transformare Fourier asupra variației distanței dintre axe.
- 1.5 Se memorează într-un fișier valorile parametrilor Transformatei Fourier
- 1.6 Se închide prelucrarea.
- 2. Realizarea unei măsurări folosind o roată obișnuită ca roată etalon
 - 2.1. Se montează angrenajul în instalația de măsurat.
 - 2.2 Se realizează măsurarea.
 - 2.3 Se aplică o Transformare Fourier asupra variației distanței dintre axe.

2.4 Se încarcă din fișierul salvat la punctul 1.5 valorile rezultatei Transformatei Fourier

2.5 Pe baza proprietății de liniaritate a Transformatei Fourier se execută o diferența complexă dintre spectrul curent al măsurătorii si spectrul salvat în fișier (al roții folosite ca etalon); astfel sunt eliminate influențele jocului de flanc și excentricitate ai roții etalon

2.6. Se recompune distanța dintre cele 2 roți dințate prin aplicarea Transformatei Fourier Inverse

2.7 Se efectuează prelucrările necesare obținerii parametrilor angrenărilor forțate prin metodele prezentate în capitolele anterioare.

4.1 Testarea teoretică a noii metode de prelucrare

Pentru a testa această metodă de prelucrare se vor efectua 3 simulări:

- 1. Simularea realizată între o roată etalon reală și o roată de verificat geometric perfectă
- 2. Simularea realizată între o roata etalon geometric perfect și o roata de verificat reală
- 3. Simularea realizată între cele 2 roți reale obținute prin măsurarea în metrlogie.

Obs. O roată reală reprezintă o digitizarea numerică a unei roți dințate prin culegerea punctelor de măsură pe flancul dinților, culegere realizată pe o mașină de măsurat în coordonate.

4.1.1 Simularea 1

Conține un angrenaj format din roata etalon reală și o roata de verificat geometric perfect. Roata etalon nu va fi geometric perfect (vom introduce valori ale excentricității, jocului de flanc, abatere de la profilul evolventic). În urma simulării vom obține și memora spectrul de frecvență al variației distanței dintre axele celor două roți dințate. Roata etalon generată aleator va fi salvată pentru a fi folosită la realizarea angrenajului real cu roata de verificat reală simulată.

Detaliile simulării sunt prezentate în cele ce urmează (tabelul 4.1, tabelul 4.2)

Tabel 4.1	
-----------	--

Roata Roata Mobila (de verificat)		
Nr Dinti	30	
Modul	5	(mm)
Unghi Presiune	20	(grade)
Deplasare Profil	0	(mm)
Nr Puncte Evaluare Evolventa	75	

Abateri Totale Erori de Flanc Max = 0.000 Min = 0.000

Tabel 4.2

Roata Roata Fixa (etalon)		
Nr Dinti	30	
Modul	5	(mm)
Unghi Presiune	20	(grade)
Deplasare Profil	0	(mm)
Nr Puncte Evaluare Evolventa	75	

Cu deviațiile geometrice:

Excentricitate	0.1mm
Jocul de flanc	0.1mm
Abaterea Maximă	0.011mm
Erorii de Flanc	

Diagrama de variație a distanței dintre axe este prezentată în figura 4.1, cu spectrul prelucrării prezentat în figura 4.2

Diagrama variației distanței dintre axe este prezentată în figura următoare (fig. 4.1):





1. 000	
0 .7 50	
0.500	
0.250	
Ordin 1	
0	256.0

Valorile numerice ale spectrului vor fi salvate într-un fișier pentru folosire în prelucrările ulterioare.

4.1.2. Simularea 2

Conține un angrenaj format din roata etalon geometric perfect și o roata de verificat reală (cu abateri) simulată. Roata de verificat nu va fi geometric perfect (vom introduce valori ale excentricității, jocului de flanc, abatere de la profilul evolventic). În urma simulării vom
obține valorile abaterilor introduse pentru a fi folosite la compararea cu rezultatele obținute prin angrenarea roții reale cu roata etalon reală. Roata de verificat generată aleator va fi salvată pentru a fi folosită la realizarea angrenajului real cu roata etalon reală. Detaliile simulării vor fi prezentate în cele ce urmează (tabelul 4.3, tabelul 4.4:

Tabel 4.3	-	1
Roata Roata Mobila (de verificat)		
Nr Dinti	30	
Modul	5	(mm)
Unghi Presiune	20	(grade)
Deplasare Profil	0	(mm)
Excentricitate	0.1	(mm)
Joc de flanc	0.1	(mm)
Nr Puncte Evaluare Evolventa	75	

Cu abaterile:

Tabel 4.4

Parametrul	Valoare introdusă	Unități
Joc de Flanc	0.100	mm
Excentricitate	0.100	mm
Abatere profil evolventă	0.006	mm

Variația distanței dintre axe prezentată în mod grafic în figura următoare (fig. 4.3):



Fig. 4.3 Variația distanței dintre axe pentru roata de verificat

Această roată are următorul spectru (fig. 4.4):

Fig. 4.4 Spectrul pentru variația distanței dintre axe 0.300 Ordin 0 0.225 0.150 0.150 0.075 Ordin 1 0.075 256.0

Rezultate finale obținute în urma prelucrării, prin analiză armonică a angrenajului cu dinte înfipt sunt prezentate în tabelul 4.5

Parametrul	Introdus	Obținut prin prelucrare	Abaterea	Unități	
Joc de Flanc	0.100	0.098	0.002	mm	
Excentricitate	0.100	0.100	0.000	mm	
Abatere profil evolventă	0.006	0.006	0.000	mm	

Tabel 4.5 Rezultate simulare

4.1.3 Simularea unui angrenaj cu ambele roți cu abateri geometrice

Simularea reală va fi realizată dintr-un angrenaj realizat din cele 2 roți salvate în cele 2 simulări anterioare astfel încât angrenajul va fi format din roți care au erori geometrice, cu valori cunoscute. În urma simulării și folosind spectrul salvat la simularea 4.1.1 valorile rezultate în urma analizării datelor obținute trebuie să fie apropiate de valorile obținute la simularea 4.1.2.

Se realizează simulare și prelucrare prin analiză armonică. Spectrul prelucrării este dat în figura următoare (fig. 4.5):

Fig. 4.5 Spectrul prelucrării pentru simularea combinată a 2 roți cu abateri ge	ometrice
1.000	
0.750	
Crdin 0	
0.500	
0.250	
Crdin 1	
Ordin 2	
0	256.0

Pentru acest caz, în care nu s-a extras spectrul roții fixe avem următoarele rezultate (tabelul 4.6): Tabel 4.6

	Introdus	Măsurat (simulat)	Abatere	Unități
Excentricitate	0.100	0.300	0.200	mm
Joc de flanc	0.100	0.439	0.339	mm
Abaterea de profil al flancului dintelui	0.015	0.006	0.009	mm

4.1.4 Extragerea din spectrul prelucrării a spectrului roții fixe etalon obținut la simularea de la punctul 4.1.1

Pentru a realiza aceasta extragere trebuie mai întâi să încărcăm din fișierul salvat spectrul cu comanda de meniu *Comenzi* \rightarrow *Incarcare Componente* \rightarrow *Incarcare Spectru*; se va încărca fișierul cu spectrul salvat, și apoi se execută apoi comanda Comenzi – Genereaza Raport Masurare

Vor apare direct valorile măsurate (folosirea unui spectru extern implică o serie de operații care nu se pot executa de la tastatura)(fig. 4.6):

Fig. 4.6 Rezultatele măsurătorilor realizate în urma prelucrării cu un spectru extern al roții fixe (etalon)

SimAngrenare - Sim_combinat.sim File Edit Comenzi View Window Help Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Display the system Image: Displa	Valori calculate automat de software-ul de simulare
RAPORT DE MASURARE Joc de Flanc = 0.100 Excentricitate Roaca = 0.100 Eroare de pas = 0.009 Eroare de flanc = 0.009	

Valorile obținute sunt prezentate în tabelul următor (tabelul 4.14): Tabel 4.7

	Introdus	Măsurat (simulat)	Abatere	
Excentricitate	0.100	0.100	0.000	mm
Joc de flanc	0.100	0.100	0.000	mm
Abaterea de profil al flancului dintelui	0.006	0.009	0.003	mm

Rezultatele finale comparative între metoda de prelucrare fără extragerea spectrului roții etalon și prelucrarea cu extragerea spectrului roții etalon sunt prezentate în tabelul 4.8

Rezultate finale (tabelul 4.8)

Tabel 4.8

	Introdus	Măsurat (simulat) fără eliminare spectru	Măsurat cu eliminare spectru roata fixă	
Excentricitate	0.100	0.300	0.100	mm
Joc de flanc	0.100	0.439	0.100	mm
Abaterea de profil al flancului dintelui	0.006	0.015	0.009	mm

Se vede din acest tabel ca metoda de eliminare a spectrului are rezultate foarte bune, astfel încât se poate folosi o roată dințată normală (cu abateri geometrice) pe post de roată etalon.

Per ansamblu prelucrarea prezentată în punctele anterioare 4.1.1 - 4.1.3 arată astfel în forma grafică (fig. 4.7):





Pentru măsurările efectuate cu dispozitivul de măsurare automată se salvează spectrul de prelucrare care ulterior va fi folosit în cadrul dispozitivului de măsurat.

Pentru eliminarea spectrului pot apare 2 situații:

1. - Instalația de măsurat posedă un traductor de poziționare unghiulară a roților caz în care se poate folosi la corecție întreg spectrul roții folosită ca etalon.

2. Instalația nu are un traductor unghiular pentru poziționarea unghiulară a roților de măsurat și atunci pentru corecție se extrag doar componentele de ordin 0

4.2. Aplicarea simulării asupra unor roți reale

Pentru a realiza această testare s-au folosit un angrenaj format din 2 roți dințate de 26 de dinti cu modulul de 2.4 mm (de la treapta de viteză mers înapoi din cutia de viteză folosită la autoturismul Logan) măsurate pe masina de măsurat în coordonate. Pentru a realiza această testare s-au efectuat etapele:

- Măsurarea roților pe maşina de măsurat în coordonate (obținerea coordonatelor punctelor culese pe flancurile dintilor, pentru cele 2 roti aflate în angrenare)
- Obținerea abaterilor de la forma evolventei a flancurilor dinților
- Realizarea simulărilor folosind punctele culese pe flancurile dinților
- Aplicarea metodei de analiză armonică asupra rezultatelor obtinute în urma simulărilor

Etapa I:

Pentru a obține spectrul armonic al roții folosită ca etalon (măsurată anterior pe o mașină de măsurat în coordonate) vom realiza simularea numerică a angrenării între o roată etalon la care vom încărca direct coordonatele carteziene ale punctelor aflate pe flancul fiecărui dinte (vom obține o roate reală digitizată numeric). Pentru a încărca un set de flancuri reale rezultate în urma unei măsurători pe masina de măsurat în coordonate se execută comanda: Comenzi -> MMC -> Incarca Roata Fixa din MMC după care se selectează fișierul cu seturile de coordonate carteziene al punctelor de pe evolventele dinților. În urma simulării se obține o variație specifică a distanței dintre axe la care aplicând Transformata Fourier obtinem un spectru de prelucrare.

Obs. Abateri de la profilul evolventei, abateri totale (obtinute la etapa anterioară de măsurare a roților dințate)

Max = 0.016 mm, Min = -0.020 mm

Diagrama variatiei distantei dintre axe este arătată în figura 4.8



Fig. 4.8 Variația distanței dintre axe pentru simularea de determinare a spectrului roții folosite ca etalon

Etapa II

Efectuăm o simulare a angrenării între o roată etalon perfectă și roata 2 (considerată roata de măsurat) pentru a obține parametrii care nu au putut fi obținuți prin măsurarea pe mașina de măsurat în coordonate.

Se pornește simularea pentru un angrenaj de 2 roți de 26 dinți și modul 2.4 la care se înlocuiesc flancurile roții 2 (de măsurat) cu flancurile obținute pe mașina de măsurat în coordonate cu comanda *Comenzi* \rightarrow *MMC* \rightarrow *Incarca Roata Mobila din MMC*

Se execută simularea și se va obține o variație a distantei dintre axe ca în figura 4.9

Fig. 4.9 Variația distanței dintre axe obținută în cadrul simulării cu roata de verificat

0.300				
p,15pm			M M M	
о		 		4096.0
-0.150				
-0.300				

(variația este dată de suma tuturor abaterilor geometrice ale roții dințate)

Din aceeași simulare prin comanda Comenzi \rightarrow Genereaza Raport de Măsurare obținem valorile măsurate ale roții:

```
RAPORT DE MASURARE
Joc de Flanc = 0.112
Excentricitate Roata = 0.006
Eroare de flanc = 0.038
```

(Valorile rezultate în raportul de măsurare sunt calculate de către software-ul specializat de măsurare)

Etapa III:

Înainte de a implementa noua metodă de prelucrare vom efectua o simulare compusă din cele 2 roți dințate măsurate prin coordonate. Pentru aceasta vom deschide o nouă prelucrare care va conține 2 roți dințate de 26 dinți și modul 2.4. După deschidere se încarcă pentru fiecare roțile dințate din simulare se vor încărca punctele carteziene obținute la măsurare pe mașina de măsurat în coordonate (din meniul **Comenzi** \rightarrow **MMC**) pentru fiecare dintre cele 2 roți dințate.

Pentru ănceput vom obține un raport de măsurare fără a folosi spectrul roții etalon, vom obține următoarele valori:

```
RAPORT DE MASURARE
Joc de Flanc = 0.219
Excentricitate Roata = 0.003
Eroare de pas = 0.076
Eroare de flanc = 0.036
```

Variația distanței dintre axe va fie influențată de abaterile de formă geometrică a ambelor roți dințate și prin urmare valorile rezultate din prelucrarea distanței dintre axe vor trebui să fie mai mari decât cele ale unei singure roți, ceea ce și rezultă (comparându-le cu cele obținute la Etapa II)

În continuare vom extrage din spectrul obținut din prelucrarea distanței dintre axe a două roți reale (fiecare cu abateri geometrice proprii) spectrul obținut din simularea dintre o roată perfectă (generată teoretic de către software-ul de prelucrare) și roata reală folosită ca și etalon. Pentru aceasta se va încărca spectrul simulat salvat în cadrul etapei I, încărcare care se efectuează cu comanda **Comenzi** \rightarrow **Incarcare Componente** \rightarrow **Incarca Spectru** (fig. 2.14)

kÎn continuare se execută comanda Genereaza Raport de măsurare (Comenzi --> Genereaza Raport de Masurare); va rezulta următorul raport de măsurare:

```
RAPORT DE MASURARE
Joc de Flanc = 0.123
Excentricitate Roata = 0.007
Eroare de pas = 0.072
Eroare de flanc = 0.036
```

Valorile obținute vor fi apropiate de cele obținute la Etapa II.

Valorile rezultate și cele măsurate sunt prezentate în tabelul următor (tabelul 4.9): Tabel 4.9

Componenta măsurată	Valoare Valoare obținută prin angrenare cu roată perfecta (mm)	Valoare rezultată din angrenarea a celor 2 roți măsurate (fără eliminare spectru) (mm)	Abaterea (mm)
Joc de flanc	0.112	0.219	0.107
Excentricitate	0.006	0.003	-0.003
Abaterea de la profil	0.036	0.036	0.00

Erorile rezultate prin metoda cu eliminare a spectrului componentei roții folosită ca etalon sunt prezentate în tabelul 4.10

Tabel 4.10					
Componenta măsurată	Valoare Valoare obținută prin angrenare cu roată perfecta (mm)	Valoare rezultată din angrenarea a celor 2 roți măsurate (cu eliminare spectru) (mm)	Abaterea (mm)		
Joc de flanc	0.112	0.123	0.011		
Excentricitatea	0.006	0.007	0.001		
Abaterea de la profil	0.036	0.036	0.000		

Din acest tabel rezultă că metoda oferă suficientă precizie pentru a fi folosită la diagnosticarea rapidă a angrenajelor cu roți dințate.

CAPITOLUL 5. SINTETIZARE REZULTATE FINALE

5.1. Sintetizarea rezultatelor simulărilor și a testelor practice

Prin simulare, în cadrul testărilor metodei de măsurare cu spectru auxiliar arătată anterior, s-au obținut următoarele valori ale parametrilor impuși și cei obținuți prin măsurarea simulată pe calculator:

Tuberur 5:1 500 de l'haite masurare simulata					
Valoare joc de flanc (mm)	Amplitudine componentă 0 din spectru (mm)	Valoare corectată cu tan(20 grade) (mm)	Abatere (mm)	Coeficient de corecție pentru valorile măsurate	
0.1000	0.2798	0.1018	0.0018	2.7980	
0.1500	0.4198	0.1528	0.0028	2.7987	
0.3500	0.9795	0.3565	0.0065	2.7986	

Tabelul 5.1 Joc de Flanc – măsurare simulată

Tabel 5.2 Excentricitate - măsurare simulată

Excentricitate impusă (mm)	Valoarea amplitudine ordin 1 de frecvență (mm)	Abatere (mm)
0.05	0.05	0.000
0.1	0.1	0.000
0.2	0.2	0.000
0.3	0.3	0.000

Tabel 5.3 Abaterea de pas – măsurare simulată

	Impusă (mm)	Obținută (mm)	Abatere (mm)
Variație de pas	0.099	0.094	0.006
Variație de pas	0.200	0.240	0.040
Variație de pas	0.376	0. 382	0.006
Variație de pas	0.556	0.545	0.011

Taber 5.4 Influența erofii de profii – masurare simulata			
Valoare introdusă (mm)	Valoare obținută (mm)	Abaterea (mm)	
0.016	0.018	0.002	
0.033	0.029	0.004	
0.045	0.038	0.007	

Tabel 5.5 Testări practice (cu folosirea unui fi	șier de spectru auxiliar -	- valori medii obținute)
------------------------------	----------------------	----------------------------	--------------------------

Parametrul	Valori obținute în metrologie (mm)	Valori măsurate cu instalația (mm) (valori medii)	Abatere (mm)	Observații
Joc de flanc	0.112	0.097	-0.013	Nu s-a folosit etalon de valoarea diametrului de divizare
Excentricitate	0.009	0.015	0.006	
Abatere cumulată de profil	0.036	0.033	-0.003	

5.2. Metoda de prelucrare rezultată

Din analiza rezultatelor sintetizate la subcapitolul 12.1 concluzionăm că metoda de analiză armonică prin Transformata Fourier poate fi folosită la determinarea calități angrenajelor cu roți dințate cu flancul dintelui în profil evolventic astfel:

- (1) Jocul de Flanc se determină cu suficientă precizie prin Transformata Fourier prin extragerea amplitudinii componentei de ordin 0 din spectrul de frecvență obținut și divizarea lui cu parametrul determinat experimental în valoare de 2.798.
- (2) Excentricitatea angrenajului este determinat direct din amplitudinea componentei de ordin 1 a spectrului de frecvență obținut prin Transformata Fourier
- (3) Abaterea de la profilul evolventic se poate determina la nivelul global al întregi roți dințate prin filtrarea variației distanței dintre axe prin eliminarea componentelor cuprinse între ordinul 0 și ordinul data de numărul de dinți ai roții de verificat amplificat cu 2 (amplificare datorată contactului simultan pe 2 flancuri are fiecărui dinte), recompunerea profilului și determinarea diferenței valorilor Maxim - Minim pe profilul recompus.
- (4) Abaterea de pas nu se poate determina cu precizie prin analiză armonică, pentru ea fiind necesar a se folosi o altă metodă (eventual printr-un traductor unghiular cu o precizie adecvată numărului de dinți ai roții ce se va verifica)
- (5) Loviturile care reprezintă micile deformații de la suprafața dinților (și care influentează direct criteriul de funcționare lină) se pot determina prin reținerea componentelor armonice cu o frecvență mai mare cu de aproximativ 4 ori numărul de dinți ai roții de verificat (această prelucrare necesită și o testare practică în stabilirea

armonicilor ce se vor selecta); prin recompunerea profilului cu armonicile eliminate se obține un profil din care se va raporta valoarea maximă în valoare absolută.

(6) Folosirea spectrului auxiliar pentru îmbunătățirea calității verificării prin metoda armonică, pentru a putea fi folosit cu succes, necesită o structură mecanică a instalației de verificat pentru a putea fixa roata etalon într-o poziție unghiulară fixă repetabilă.

În concluzie pentru obținerea rapidă a calității geometrice a unui angrenaj prin folosirea metodei armonice se pot aborda 2 căi:

- 1. prin folosirea unei roți etalon din punct de vedere metrologic
- 2. prin folosirea ca etalon unei roți selectate din producție astfel încât să aibă abateri geometrice cât mai mici.

5.2.1 Aplicarea metodei în cazul folosirii unei roți etalon

Prin folosirea unei roți etalon în cazul verificării roților dințate cu dinte înfipt prelucrarea armonică se simplifică deoarece toate variațiile distanței dintre axe sunt determinate direct de roata dințată de verificat astfel că în urma prelucrării sunt obținute direct abaterile roții de verificat. Această metodă este de preferat din punct de vedere al preciziei ce se va obține dar nu este de preferat din punct de vedere al costurilor (roțile dințate etalon sunt foarte scumpe și greu de procurat).

Diagrama de prelucrare folosind o roată etalon este prezentată în figura 5.1





5.2.2 Aplicarea metodei în cazul folosirii unei roți obișnuite ca roată etalon

Această metodă este mai puțin precisă decât metoda cu roată etalon din punct de vedere metrologic dar prin aplicarea metodelor dezvoltate pe parcursul acestei teze folosind o roată obișnuită rezultatele se pot apropia foarte mult de rezultatele obținute cu o roată etalon. Marele avantaj al acestei cea de a doua metodă constă într-un preț mult mai mic și timp de execuție foarte mic. (o roată dințată etalon poate ajunge la prețuri de zeci de mii de euro cu un timp de livrare de până la 6 luni).

Această cea de a doua metodă, de prelucrarea prin analiză armonică a distanței dintre axele roților dințate este diferită în funcție de structura constructivă a instalației de măsurat:

- fără traductor unghiular pe roata etalon (situație a instalațiilor deja realizate care se pot moderniza cu această metodă) – nu poate elimina excentricitatea roții folosită ca roată etalon, dar prin sortarea unei roți dințate cu o excentricitatea cât mai mică acest neajuns se poate elimina.
- 2. cu traductor unghiular, pentru instalațiile ce se vor realiza și care vor utiliza metoda propusă

Diagrama de prelucrare a procedeului care folosește o roată obișnuită drept roată etalon este prezentată în figura 5.2



Fig. 5.2 Diagrama de prelucrare

5.3 Aplicații în practică a noii metodei prezentate în teză

O mare parte din metoda prezentată a fost deja utilizată la uzinele Dacia-Renault pentru verificarea calității angrenajelor înainte de a fi montate în ansamblul final. În figurile următoare sunt prezentate diverse implementări ale metodei prezentate, aflate în exploatare la uzinele Dacia Mioveni.

1. Instalația de verificare a loviturilor și a grosimii de fosfat pentru coroana diferențial (realizată la INCDMTM București pentru demonstrarea tezei de doctorat și aplicată industrial la S.C. Dacia-Renault, Pitești)

Fig. 5.3 Instalație de verificat prezență lovituri și grosime strat fosfat coroană diferențial



Legendă: 1 – Batiu

2 – Suport coroana diferențial de verificat

- 3 Pupitru comenzi măsurare
- 4 Pupitru comenzi depanare
 - 5 Suport piese etalon
- 6 Calculator industrial

- 7 Imprimantă prin percuție
- 8 Pinionul etalon
- 9 Barieră luminoasă de protecție
- Instalația de verificarea loviturilor, excentricității şi grosimii de fosfat pentru cutia de viteză vitezele II – IV şi o instalație separată pentru vitezele I şi V (realizată la INCDMTM Bucureşti pentru demonstrarea tezei de doctorat şi aplicată industrial la S.C. Dacia-Renault, Piteşti)
- Fig. 5.4 Instalația de verificat vitezele II-IV, joc de flanc, excentricitate și lovituri de la Dacia Mioveni



Legendă:

- 1 Pupitru de comandă bi-manuală
- 2 Pinion viteza a III-a
- 3 Pinion viteza I-a
- 4 Arbore de antrenarea
- 5 Calculator Industrial

- 6 Pinion viteza a II-a
- 7 Pinion viteza a IV-a
- 8 Cilindru pneumatic de menținere în angrenare

5.4 Contribuții originale

Metoda de verificare și măsurare a roților prin angrenare cu dinte înfipt este o metoda folosită, până acum la determinarea loviturilor prezente pe suprafața de angrenare a dinților evolventici. Metoda prezentată, de determinare a parametrilor geometrici ai roților dințate prin analiza spectrală cu transformata Fourier a variației distanței dintre axele roților angrenare cu dinte înfipt, reprezintă în întregime o metodă originală de verificare rapidă a parametrilor geometrici ai roților dințate.

Metoda a fost dezvoltată inițial ca răspuns la o cerere de verificare la lovituri a coroanei diferențial folosită la automobilele DACIA, cerere emisă de S.C. DACIA-RENAULT Pitești, apoi a fost dezvoltată pentru verificarea trenului de antrenare la cutiile de viteze folosite tot pe automobilele DACIA. Dezvoltarea finală a fost elaborată pe parcursul prezentei teze de doctorat.

Pe plan internațional încercări de determinare a calității angrenajelor s-a făcut mai ales prin analiza zgomotului și vibrațiilor culese cu traductoare de vibrații (accelerometre) sau cu traductoare de zgomot, și nu prin analiza complexă a distanței dintre axe. (Ca exemple vezi referințele bibliografice)

Principalele elemente originale al tezei sunt:

- introducerea transformării din domeniul "rotație" în domeniul "timp" astfel încât o
 rotație reprezintă o unitate de timp iar raportările din domeniul frecvenței (frecvența
 = 1 / timp) sunt de fapt raportările la o rotație. (de exemplu excentricitatea reprezintă o
 frecvența de 1 Hertz în domeniul timp, sau o sinusoidă pe o rotație în domeniul
 rotație.
- asociere dintre spectrul de frecvență al Transformatei Fourier, aplicată variației distanței dintre axele roților dințate cu dinte înfipt, și parametrii geometrici specifici unei roți dințate evolventică cu dinți drepți (stabilirea frecvențelor pentru determinarea jocului de flanc, excentricității, abaterii de formă de la profilul evolventic, prezența loviturilor)
- stabilirea frecvenței și a coeficientului de corecție a amplitudinii necesar determinării jocului de flanc
- stabilirea frecvenței care va fi influențată de excentricitatea roții de măsurat
- stabilirea domeniului de frecvențe care sunt influențate de abaterea de la profilul evolventic al flancului dinților
- folosirea unei roți dințate obișnuite ca roată etalon, prin măsurarea roții pe o mașină universală de măsurat în coordonate, introducerea datelor în software-ul specializat de prelucrare și simulare angrenare și folosirea rezultatelor pentru corectarea ulterioară a măsurătorilor.
- Testarea teoretică a noii metode de măsurare și testare a roților dințate prin realizarea unui software specializat de simulare a angrenării cu dinte înfipt.

5.5 Domenii și direcții de cercetare în viitor

- Folosirea spectrului auxiliar a dat rezultate foarte bune în simulările efectuate dar necesită realizare de teste extinse practice.
- Îmbunătățirea măsurării pe mașinile de măsurat în coordonate a roții dințate ce va fi folosită ca etalon pentru a realiza o digitizare cât mai bună a ei (ideal ar fi de utilizat o mașină de măsurat în coordonate cu palpator de forță constantă pentru scanarea continuă a flancurile dinților).
- Efectuarea a cât mai multe testări pentru a se putea valida modul de prelucrare prin analiză armonică asupra unor angrenaje reale.
- Implementarea unui software care va folosi inteligența artificială pentru determinarea frecvențelor și amplitudinilor elementelor spectrale folosite pentru determina încadrarea dimensiunilor geometrice măsurate în toleranțele impuse de normele metodologice internaționale

5.7 Impactul tezei de doctorat

Prin noua metodă de analiză a elementelor geometrice ale roților dințate evolventice se mărește viteza de verificare a roților dințate simplifică instalațiile de măsurare și verificare a roților dințate ușurând totodată implementarea lor în liniile de producție. Prin monitorizarea și verificarea calității întregii producții de roți dințate se reduc pierderile financiare și se îmbunătățește calitatea produsului finit. Prin folosirea unei tehnologii digitale de control se ușurează integrarea instalației de verificare în cadrul conceputului Industriei 4.0 (sau cea de a patra revoluție industrială) și se ușurează introducerea proceselor de control digitale conduse de inteligența artificială.

Impactul tezei de doctorat este exprimat în fapt concret prin caracterul de "teză industrială" aplicată în industria automobilului din România.

PUBLICAȚII ȘTIINȚIFICE

Rezultatele studiilor intermediare realizate pe parcursul studiului și concepției tezei de doctorat au fost prezentate la următoarele simpozioane și conferințe:

• eng. Dănuț STANCIU, Eng Aurel ABĂLARU, PhD, Eng. Daniela CIOBOATĂ, PhD,Eng. Cristian LOGOFĂTU, Eng. Lucian SAVU DETERMINING THE VALUES OF SHOCK AND DISTANCE BETWEEN AXELS OF THE TEETHING IN GEARBOXES, BASED ON THE METHOD OF FORCED ENGAGEMENT Simpozion AGIR - PROGRESUL TEHNOLOGIC – REZULTAT AL CERCETARII, 27 aprilie 2017

• drd. ing. Stanciu, Dănuț, dr. ing. prof. univ. Gheorghe, Gheorghe Ion Methods of Determining Sock Values and the Distance Between Axes of the Gearbox teething Using a Fitted Tooth EngagementMethods of Determining Sock Values and the Distance Between Axes of the Gearboxteething Using a Fitted Tooth Engagement Simpozion International Valahia 13-14 mai 2017

• drd. ing. Stanciu Dănuț Iulian, dr. ing. prof. univ. Gh. Gheorghe, dr. ing. Cioboata Daniela, dr. ing. Abalaru Aurel CONCEPTUL ANALIZEI ARMONICE PENTRU PRELUCRAREA DATELOR CULESE ÎN CADRUL MĂSURĂRII INTELIGENTE A ECHIPAMENTELOR MECATRONICE. Simpozion AGIR 26 aprilie 2018

• drd. ing. Stanciu Dănuț Iulian, dr. ing. prof. univ. Gh. Gheorghe, dr. ing. Cioboata Daniela STABILIREA PARAMETRILOR SPECIFICI MĂSURĂRII ARMONICE A ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE ANGRENAJELOR EVOLVENTICE PRIN SIMULARE NUMERICĂ. Simpozion AGIR – Simpozion PROGRESUL TEHNOLOGIC – REZULTAT AL CERCETARII, 9 mai 2019

CURRICULUM VITAE

INFORMATII PERSONALE		
Nume	Stanciu Danut Iulian	
Adresa	Str. Mieilor nr 22, sector 2, Bucuresti, RomaniaStr. Mieilor nr 22, sector 2, Bucuresti, Romania	
Telefon	0726965420	
Fax		
E-mail	danutstanciu@yahoo.com	
Nationalitate	Română	
Data nasterii	6 decembrie 1966	
EXPERIENȚA PROFESIONALĂ		
Perioada (de la- pana la)	septembrie 1991 - prezent	
Numele si adresa angajatorului	Institutul Național de Cercetare Dezvoltare pentru Mecatronica si Tehnica Masurarii, Sos. Pantelimon, nr.6-8, Sector 2, Bucuresti, Romania	
Tipul activitatii sau sectorul de activitate	Cercetare – Dezvoltare - Inovare, Domeniul : Mecatronica	
Functia sau postul ocupat	Cercetator stiintific, Cercetator stiintific gr. III, Cercetator stiintific gr.II	
Principalele activitati si responsabilitati	 Cercetare, dezvoltare, experimentare şi punere în funcțiune echipamente mecatronice, informatizate pentru control dimensional şi abateri de formă, echipamente vibro-acustice de analiză şi diagnoză, sisteme de testare forțe, momente şi oboseală pentru industriile auto, materialului rulant feroviar, rulmenți şi altele Software pentru prelucrare si monitorizare procese de măsurare si control Publicitate şi diseminare rezultate ştiințifice 	
EDUCATIE SI FORMARE		
Perioada (de la- pana la)	1986 - 1991	
Numele si tipul institutiei de invatamant si al organizatiei profesionale prin care s-a realizat formarea profesionala	Universitatea Politehnică București, Facultatea de Tehnologia Constructiilor de Masini	
Domeniul studiat / aptitudini ocupaționale	Inginerie Mecanica, Ingineria Masinilor Unelte, Tehnologia Constructiilor de Masini / Proiectarea si constructia dispozitivelor de lucru/control, a echipamentelor tehnologice, masinilor unelte	

Tipul calificării / diploma obținută	Inginer mecanic/ Diploma de inginer mecanic
Nivelul de clasificarea formei de instruire/ învățământ în sistemul național sau internațional	Studii superioare
Perioada (de la- pana la)	1981 - 1985
Numele si tipul institutiei de invatamant si al organizatiei profesionale prin care s-a realizat formarea profesionala	Liceul Industrial Nr. 2 – Constanta
Domeniul studiat / aptitudini ocupaționale	Liceu industrial/ studii medii cu diploma de bacalaureat
Tipul calificării / diploma obținută	Diploma bacalaureat
Nivelul de clasificarea formei de instruire/ învățământ în sistemul național sau internațional	Studii medii
APTITUDINI SI	
COMPETENTE	
dobândite în cursul vieții	
și carierei dar care nu sunt	
recunoscute neapărat	
printr-un certificat sau	
L imba materna	Limba Romana
Limba străină cunoscută	(Enumerați limbile cunoscute și indicați nivelul: excelent, bine, satisfăcător) Limba engleza
abilitatea de a citi	bine
abilitatea de a scrie	bine
abilitatea de a vorbi	bine
Limba străină cunoscută	(Enumerați limbile cunoscute și indicați nivelul: excelent, bine, satisfăcător) Limba franceza
abilitatea de a citi	satisfăcător
abilitatea de a scrie	satisfăcător
abilitatea de a vorbi	satisfăcător
Aptitudini si competente sociale	 Lucrul in echipa Bune abilitati de comunicare

Aptitudini si competente organizatorice	- Coordonare echipe de cercetare in calitate de director sau responsabil de proiecte de cercetare nationale	
Aptitudini si competente tehnice	 Cercetare aplicativa și experimentală: Sisteme mecatronice de control dimensional integrate; Sisteme de monitorizare și control pentru îmbunătățirea mentenanței și siguranței funcționale în industria auto și industria materialului rulant; Echipamente de măsurare on line și off line; Evaluarea zgomotelor și vibrațiilor în mediul industrial; Sisteme de monitorizare predictivă în timp real pentru controlul proceselor industriale; Metode de măsurare non-contact; Tehnologii avansate de măsurarea contact și non contact, 2D/3D a profilelor și suprafețelor; Tehnologii avansate de control a roților dințate și angrenajelor; Dezvoltare de metode, proceduri și tehnici de măsurare și prelucrare a datelor experimentale; sisteme mecatronice avansate pentru măsurare forțe și momente și încercare la oboseală; Competente de utilizare a calculatorului : Programare: C, C++, C#, Assembler, Programare pentru monitorizare procese de prelucrare in timp real, OOP, Device Drivers - Windows, Linux Embedded 	
Permis de conducere	В	
Informatii suplimentare		
Brevete	 Co-participant la Un brevet OSIM: nr.126297 A2/ 30.05.2011 Doua cereri de brevet OSIM: A/00768/01.08.2011: Aparat pentru masurarea profilelor circulare deschise A/00796/08.08.2011: Modul de monitorizare diametre exterioare in timpul procesului de rectificare 	

Lista principalelor lucrari realizate	 2018-2019 NUCLEU / Modificarea concepției de măsurare a pieselor de revoluție în contextul automatizării si robotizării proceselor de control dimensional - conducător de proiect 2013-2014 - NUCLEU / Studiul şi analiza sistemelor hardware şi software pentru achiziția şi prelucrarea datelor specifice mecatronicii si
	tehnicii măsurării – conducător de proiect • 2004-2006 - RELANSIN / Sistem de măsură, monitorizare și analiză vibrații pentru mentenența predictivă a utilajelor tehnologice – director de project
	 2001-2004 -CALIST/ Proceduri și mijloace inteligente de inspecție și control prin analiză armonică a profilelor complexe - participant 2001-2004- RELANSIN/ Procedee și mijloace inteligente de inspecție și control a profilelor circulare interioare sau exterioare - participant
	• 2003-2005- RELANSIN / Echipament informatizat de masurare si prereglare a parametrilor geometrici ai sculelor și portsculelor rotative, destinat centrelor de prelucrare cu comanda numerica, în vederea reducerii timpilor auxiliari din procesul de fabricatie - participant
	 2004-2005 -AMTRANS / Sistem mobil cu fascicole L.A.S.E.R. pentru controlul optic și înregistrarea stării suprafețelor de drum. Măsurarea deformaților materialelor de construcții destinate căilor
	• 2005-2008 - CEEX – INFOSOC/ Cercetări privind dezvoltarea unor sisteme performante de monitorizare și control a elementelor de rulare pentru îmbunătățirea mentenanței și siguranței transportului feroviar –
	 Participant 2008-2011 - PARTENERIATE / Cercetari privind tehnici avansate de control bazate pe analiza erorilor și modelare tridimensională pentru măsurarea de înaltă precizie a suprafețelor complexe - participant
	 2013-2015 - FP7 / Retea de senori de larga utilizare pentru apa – WIDESENS - participant 2014-2016 - PARTENERIATE / Sistem mecatronic inovativ pentru
	 optimizare a calității suprafețelor prelucrate pe maşini CNC ca factor de optimizare a calității suprafețelor prelucrate - participant 2014-2016 - PARTENERIATE / Sistem mecatronic pentru măsurarea profilurilor de rulare ale roților vehiculelor feroviare, în vederea
	 optimizării reprofilării pe mașini-unelte CNC și creșterii siguranței circulației - participant 2014-2015, NUCLEU, 09.05.01.12 Cercetări privind tehnici inteligente de senerare a erorilor de prelucrore și defectelor de suprofetă
	 ale roților dințate prin analiza armonică, utilizând metodele de angrenare "single flank" și "double flank" 2015, NUCLEU, 09.05.02.11 Cercetari privind realizarea de noi
	sisteme mecatronice flexibile HIGH-TECH de masurare liniara cu inalta rezolutie pentru lungimi mari, independente / integrabile in posturile de control dimensional automat
	 e 2010-2017, NUCLEU, PN 16 21 01 01 Cercetari privind dezvoltarea de noi sisteme mecatronice pentru controlul multi-parametric si echilibrarea dinamica a pieselor tip disc 2016-2017, NUCLEU, PN 16 21 01 03 Dezvoltarea unui sistem de

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- 1. Vibration Testing of Machines and Their Maintenance, Elsevier, LIPOVSZKY, G., Amsterdam-Oxford-New York-Tokyo, 1990
- 2. CERCETĂRI PRIVIND SOLICITĂRILE DIN CARCASA CUTIEI DE VITEZE SUMATOARE ÎN VEDEREA REDUCERII ZGOMOTULUI ȘI ÎMBUNĂTĂȚIREA SOLUȚIEI CONSTRUCTIVE, Nicolae SÎRBU, Universitatea Transilvania din Brașov, Rezumat teză doctorat, 2014
- 3. Optimizarea dinamicii angrenajelor, Banică, M. Editura Risoprint, Cluj-Napoca, 2006
- 4. Contributii la dimensionarea, testarea si executia rotilor dintate cu dinti asimetrici, Sandor RAVAI NAGY, Teza de doctorat, Universitatea tehnica Cluj-Napoca, 2012
- 5. ANALIZA SI SINTEZA MECANISMELOR CU ROTI DINTATE, pagina html http://www.creeaza.com/tehnologie/tehnica-mecanica/ANALIZA-SI-SINTEZA-MECANISMELO818.php
- 6. CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI ȘI FUNCTIONALI AI GHIDAJELOR HIDROSTATICE LA MAȘINILE-UNELTE, ing. Marius Pascu, rezumat teza doctorat, UNIVERSITATEA "VASILE ALECSANDRII", BACĂU, FACULTATEA DE INGINERIE, 2014
- 7. Prosig Noise and Vibration Measurement Handbook, Sixt Edition- Manual de utilizare, www.prosig.com
- 8. Vibratii mecanice. Modele si aplicatii in Matlab, Mihai Valentin Predoi, Editura Matrixrom, 1997
- 9. Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures, Anders Brandt, 2011, ISBN:9780470978160
- 10. Formulas for Dynamics, Acoustics and Vibration, Blevins R. 2016
- 11. Angrenaje. Botez, E. Editura Tehnică, București, 1962
- 12. Funcțiile evolventei, Beloiu, M., Editura Tehnică, București, 1966
- 13. STAS 6273-81 Angrenaje cilindrice. Toleranțe. (Cylindrical gears. Tolerances) Institutul Român de Standardizare, 1981
- 14. STAS 12268 Angrenaje cilindrice cu dantura in evolventa. Calculul de rezistenta.
- 15. Precizia și controlul angrenajelor, MINCIU, C., Editura Tehnică București, 1984
- 16. Mașini-unelte și control dimensional, IVAN, M., ș.a., Editura Didactică și Pedagogică București, 1980
- 17. Angrenaje vol I și II, Sauer L., Edit.Tehnică, București, 1970;
- 18. Controlul roților dințate, V. RUZICKA, Edit. Tehnica, București 1959
- 19. Angrenaje vol I și II, O. R. Adler, Edit. Tehnică, Bucuresti 1968
- Ingineria Mecatronică și Cyber-MixMecatronică pentru Construcția Intreprinderii Digitale și Industriei Inteligente (4.0)") – 2019, Gheorghe Ion Gheorghe, Valentina Băjenaru, Iulian Ilie, ISBN 978-606-8261-29-4, Ed. CEFIN, 2019;
- 21. **Precizia și controlul angrenajelor, MINCIU, C**., Editura Tehnică București, 1984
- 22. Mecatronica și Cyber-MixMecatronica în Industria 4.0, autor: Gheorghe Ion Gheorghe, Editura CEFIN, ISBN: 978-606-8261-28-7, Ed. CEFIN, 2018;

- 23. Angrenaje vol I și II, Sauer L. Edit. Tehnică, București, 1970;
- 24. Microtehnologii Avansate prin Prototipare Rapidă, Autori: Gh. Ion Gheorghe, Adriana Cîrstoiu, Doru Dumitru Palade, Alexandru Moldovanu, Dan Ciobota, Adrian Pacioga, ISBN 978-606-8261-27-0, Ed. CEFIN, 2018;
- 25. Ingineria Cyber-Mecatronică și Clatronică, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN 978-606-8261-26-3, Ed. CEFIN, 2017;
- 26. Ingineria Cyber-MixMecatronica, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN 978-606-8261-24-9, Ed. CEFIN, 2016;
- 27. Mecatronica & Sistemele Cyber Mecatronice, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN 978-606-8261-22-5, Ed. CEFIN, 2015;
- 28. Micronanoingineria Adaptronica, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN 978-606-8261-21-8, Ed. CEFIN, 2014;
- 29. Adaptronica Sistemelor Inteligente, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN: 978-973-720-509-4, Ed. AGIR, 2014;
- 30. Micronanoingineria Integronica Inteligenta, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN: 978-973-720-538-4, Ed. AGIR, 2014;
- MicroNanoIngineria MEMS & NEMS Inteligente, Autori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe Ion Gheorghe, Ing. Anghel Constantin, Ing. Sergiu Dumitru, ISBN: 978-606-8261-18-8, Editura CEFIN, 2013;
- Mecatronica, Integronica si Adaptronica, Autori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe Ion Gheorghe; Simona Istriteanu, Veronica Despa, Alexandru Constantinescu, Adrian Voicu, ISBN: 978-606-8261-17-1, Ed. CEFIN, 2012;
- 33. Evolutia Industriei Prelucratoare / The evolution of the manufacturing industry, autori: Prof. Univ. Euring. Dr. Ing. Gh. Ion Gheorghe, Ing. Anton Vieru, Ing. Cristina Marinescu, Dr. Ing. Iulian Munteanu, Ing. Valentin Gornoava, ISBN: 978-606-8261-08-9, Ed. CEFIN; 2010;
- Ingineria Instrumentatiei reeditare, autori: Dr. ing. Gheorghe Ion Gheorghe, Prof.dr. ing. Francisc Kovacs, Dr. ing. Doru Dumitru Palade, Drd. Ing. Ioan Popa, Prof. dr. ing. Valentin Pau; ISBN: 978-606-8261-02-7; Ed. CEFIN; 2010;
- 35. Tehnica masurarii Inteligente reeditare, autori: Prof. univ. dr. ing. Gh. Ion Gheorghe, ISBN: 978-606-8261-03-4; Ed. CEFIN; 2010;
- Ingineria Sistemelor si Informatiei reeditare; autori: Prof. Univ. Euring. Dr. Ing. Gh. Ion Gheorghe, Prof. Dr. Ing. D.D.Palade, Dr. Ing. Ulm Spineanu, Prof. univ. dr. ing. Valentin Pau; ISBN: 978-606-8261-04-1; Ed. CEFIN; 2010;
- 37. Strategia industriei electrotehnice, electronice si mecanicii fine pentru dezvoltarea productiei in valoare adăugată mare Stadiul actual al sectorului ind. de aparate si instrumente medicale; de aparate de măsură și control electrice și neelectrice (2005-2008), autor: Prof. Univ. Euring. Dr. Ing. Gh. Ion Gheorghe; ISBN: 978-606-8261-05-8; Ed. CEFIN; 2010;
- 38. Strategiile, direcțiile, măsurile și orientările sectorului industrial de Mecanică Fina și Mecatronică în vederea creșterii competitivității și a valorii adăugate în contextual alinierii la U.E., autor: Prof. Univ. Euring. Dr. Ing. Gh. Ion Gheorghe, ISBN: 978-606-8261-06-5; Ed. CEFIN; 2010;

CHAPTER 1. OVERVIEW

The widespread use of electronics in the construction of measuring installations, favored by the increased degree of integration of complex electronic components, the use of complex mathematical methods of processing values measured during a measurement process – favored by the increase of the computing power of modern, easily accessible computers – has lead to a shift in the paradigm of operations of measuring mechanical components. The gears – as important elements of the mechanical sub-assemblies – benefit from this paradigm shift, which introduces complex electronics and automatic calculations in the approach, with the view to increase the verification speed along with a simplification of the complexity of the mechanical component of the system. In this doctoral thesis, I will present a method of processing the variation of the distance between two gears involved in a forced gear assembly that will quickly determine the geometric deviations of the said gears, by using complex mechatronic methods of analysis and control.

Gears are common elements of machine parts. Their verification is of vital importance from all points of view in terms of the equipment in which they are installed: from the point of view of smooth operation, from the point of view of the noise generated, and from the point of view of safety in operation. The need to satisfy these important requirements make it obvious that the geometric and functional verification of the gears is the key to ensuring the optimum operation of the gears.

The automotive industry is one of the most important users of gears, as gearboxes and differentials feature gears as key components and the quality of these sub-assemblies influences the final quality of the vehicle both in terms of safety, and in terms of comfort and noise output level.

imposed that the geometric verification of gears by means of traditional methods is a time-consuming operation, and the world's leading user of gears - the automotive industry - produces and uses large quantities of gears, this work proposes a new method that is both fast and effective enough and that is employed in the detection of errors of gears both in the production flow and in the assembly flow, so that the entire set of gears can be verified both during production (as single unit), and in the assembly process (as a set of gears), which leads to an increased quality of the final product and a quick determination of problem areas in the production line.

By combining the fast inserted tooth test method with the Fourier spectrum analysis of the variation of the distance between the axes of two gears engaged in a forced gear assembly, we will determine the quality of the gears that will be subjected to the test.

The inserted tooth test is a quick method of detecting gear errors according to the smooth running criterion and it is based on a gear assembly scheme as depicted below (fig 1.1)



Fig. 1.1 Inserted tooth check scheme.

The analysis made with the help of the Fourier transform generates a decomposition of an almost continuous curve (in our case – the curve of variation of the distance between the axes) in a series of simple sinusoids.

Using the two elements presented above (the inserted tooth based gear assembly and the decomposition based on the Fourier Transform) the connection between the parameters of an order of the Fourier transform and the geometric elements of the gear that needs to be checked for errors will be determined.

As a result, we will first make an analysis of the geometric elements specific to the gears, an analysis of the classical methods of measuring the geometric elements of the gears, a theoretical presentation of the new measurement method proposed, thus obtaining theoretical results by generating a numerical simulation of the gear assembly established between two gears and applying the proposed method on the results of the simulation and verifying its efficiency by means of the practical measurement of the parameters of a set of gears.

Synthetically, the paradigm of research in this field involves the use of smart design concepts of engineering value analysis, of the analysis of precise and ultra-precise methods of measurement of geometric elements, of the application of the (already proposed) novel measurement method, of the experimentation and the numerical simulations for obtaining the parameters of the gear assembly, of the analysis of results generated by means of a digital measurement of a set of gears, and of the scientific selection of materials that should be used for the manufacturing operating gears and of standard gears.

1.1 Checking of gear errors by means of the inserted tooth gear assembly

This type of test based on a forced gear assembly is based on building a gear assembly consisting of two conjugate gears, out of which, one is the gear that needs to be checked for errors—which is placed on a moving sledge with a degree of freedom (linear or angular)— and the other gear is a standard gear, which has a fixed position, and through which the gear is driven (fig. 1.1). By turning the standard gear, the gear that needs to be checked for errors is rotated; because of the constructive errors of the gear that needs to be checked for errors and of the fixed position of the latter on a mobile sledge, a variation of the distance between the axes of the two gears is obtained.

Figure 1.2 shows the variation of the distance between the axes of two gears engaged in a forced gear assembly.





In order to be able to determine the connection between the geometric parameters of the gear and the variation of the distance between the axes, the following steps have been taken:

- (1) Running of simulations on a series of gear sets to which deviations from geometric parameters with known values are introduced (in the gear that needs to be checked for errors-the standard gear being considered a perfect gear). By applying further processing on these data sets resulting from simulation, the processing method is certified and at the same time the type of filtering that needs to be applied subsequently is established.
- (2) Running of simulations on standard gears with real deviations from the geometric parameters. This is intended to determine the method of data processing so that the known geometric parameters of the standard gear can be eliminated and further processing can be applied just like in the case of using a perfect standard gear.

(3) Execution of laboratory experiments based on the values set out in (1) and (2) and drawing out comparisons between the values obtained with the novel method and the values obtained by the means of verification with the established means of measurement.

1.2 Fourier transform ¹

The Harmonic analysis – performed mainly with the help of the Fourier transform–is a mathematical tool that shows that any continuous function can be represented by a sum of sinusoidal functions.

The Fourier transform is defined by:

$$F(s) \equiv \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{-2\pi i s x} dx$$
(1.1)

which is also called the Direct Fourier Transform and

$$f(x) \equiv \int_{-\infty}^{\infty} F(s) e^{2\pi i s x} ds$$
(1.2)

also known as the Reverse Fourier Transform

In reality, in the measurement process, we are dealing with signals that are discreetly sampled, usually at constant intervals, and of finite or periodic duration. For such data, only a finite number of sinusoids are required and the Discrete Fourier Transformation (DFT) is required.

For discrete data sets (such as those obtained in the measurement process) the discrete Fourier transform of N uniformly sampled data points xj (where j = 0, ..., N-1) is defined by the formula:

$$X_{k} = \sum_{j=0}^{N-1} x_{j} e^{-2\pi i j K/N}$$
(1.3)

and the inverse transform by the formula

$$x_{j} = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X_{k} e^{2\pi i j k / N}$$
(1.4)

The DFT result of a series of entry points in N points is a frequency spectrum in N points, frequency k, with k ranging from 0 to (N / 2-1), from component 0 called the continuous component to the higher value frequency N / 2. Each value k represents the number of sinusoids present in each series. If the amplitude and phase of each component is denoted by Ak (amplitude) and Φ k, then each of the component sinusoids can be described by the equation:

$$X_k = A_k e^{iwpk} \tag{1.5}$$

For data sets acquired in the measurement process, the result of the Direct Fourier Transform is the real value of the spectrum are the even components and the complex value are imposed by odd components of the transform.

The Direct Fourier Transform is a complex mathematical algorithm that requires a large volume of calculation (N² operations). In order to increase the execution speed, James W. Cooley and John W. Tukey ("An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series," Math. Comput. 19, 297–301-1965) created an algorithm, adapted to the electronic

¹ O.Radu, GH. Săndulescu Filtre Numerice – Aplicații, Editura Tehnică 1979 București

computer, which increases the speed of data processing so that only a number of operations equal to N log2 (N) operations is required; this is the algorithm called Fast Fourier Transformation (FFT), the only requirement of the algorithm being that the number of sampled points be a power of 2 (2,4,8, ... 1024, ...)

In short, a Fourier Transform processing involves obtaining the amplitude and phase of the sinusoids that make up the curve under analysis (abbreviated as the transform spectrum), eliminating / or maintaining specific sinusoidal components and reconstructing the curve through the Inverse Fourier Transform.

Figure 1.3 shows the decomposition of a complex curve into the sum of perfect sinusoids.





By selecting one of the sinusoids resulting from the decomposition or by selecting several of the resulting sinusoids, information can be obtained about various deviations of the shape or surface of a part.

CHAPTER 2. GEAR SIMULATION

2.1 Overview

To simulate a gear assembly, the involute was generated mathematically (depending on the chosen mode) and it was positioned on the division diameter (assembly) at the angles resulting from the number of teeth of the gear.

The involute was approximated by linear interpolation, the coordinates of the points on the involute being calculated according to the following Figure:



where:

 r_b - radius of the base circle r - current radius $(r_b ... r_e)^3$

Using these mathematical formulas, by knowing the basic parameters of involute (modulus and number of teeth), one can build–in the memory of a computer– a gear with the sides of the teeth described mathematically either in a linearly interpolated form (expressed as a sequence of geometric points in 2D), or in the form of a spline interpolation curve.

Using this digitized representation of a gear, one can numerically simulate a forced gear assembly (made of two numerically simulated gears)—which results in the variation of the distance between the axes of the two gears according to the position and condition of the involute flank (where the engagement is established) .In order to perform the numerical simulation, a gear simulation software was designed and implemented.

Figure 2.2 shows the home screen of the application (which is also a snapshot taken during a simulation).

³ https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/involute_gear_profile.html



Fig. 2.2 Gear simulation application start screen

Wheel-specific parameters to be checked

Graphical representation of the distance between the axes

The gear assembly simulation is an iterative process that–for a certain angle of the driving gear–helps identify the tangent position of the driven gear (fig. 2.3), as follows:

- It is determined horizontally the minimum distance between each point which constitutes the profile of each side of the gear that needs to be checked for errors and the straight segments which constitute the side of the conjugate teeth of the drive gear (see fig. 2.2)
- (2) The minimum distance between each point constituting the profile of each conjugate flank of the driving gear and the right-hand segments constituting the flanks of the tooth of the gear that needs to be checked for errors shall be determined horizontally.
- (3) The minimum value of the two values found in 1 and 2 is chosen.

Fig. 2.3 The movements made by the simulation software to determine the optimal contact position.



- (4) A horizontal movement shall be made, the value of the movement being equal to the minimum value found in 3
- (5) In this position, the minimum angle between the tooth and the gap shall be determined, in the same way as in 1 and 2, i.e. by each of the constituent points of the profiles of the gears that needs to be checked for errors and the standard gear
- (6) The gear that needs to be checked for errors shall be rotated at half the angle found in 5
- (7) The processing operation described in 1 is repeated until the distance found is less than the value of the required tolerance (usually a tolerance value of 0.001-0.002 mm has been used).

For each angular increment of the drive gear are performed the steps described above and we store the X position of the center of the measuring gear, the angle of the drive (standard) gear, and the angle of the gear that needs to be checked for errors.

To simulate the engagement of two gears, a software program was designed and developed. This program allows entering the specific values of each gear, the specific errors known with controlled values (flank gap, eccentricity, tooth pitch deviation, flank error, displacement).By means of the software, the simulation is performed and after the completion of the simulation, the variation of the distance between the axes is obtained in the form of a numerical data table. By processing this table of resulting data, the specific errors introduced at the beginning of the simulation are separated and measured. The following chapter presents the toothed gear simulation program.

2.2 Gear simulation software

To simulate the engagement of two gears, a specialized software was developed. In this software, one can enter the specific geometric parameters of a gear (modulus, number of teeth, pitch deviations, profile, flank gap, eccentricity), and obtain a variation of the distance between the axes of the two gears in the gear. The software has functions for processing the distance between the two axes (obtained by simulation) using the fast Fourier transform



Graphical representation of filtered data

Amplitude values of the selected current spectrum

Defining and use of the processing filters

The processing filters represent sets of frequency orders within the Fourier Transform that-applied to the collected data- generate the elimination of the set components and, upon re-composition, a set of filtered data is obtained.

	Defined data sets
Filtre Definite set pas Sterge att Adauga Set	Delete the current set Add a new set
Static Set Baza Nr. Crt de la la 1 2 do 1 2 do 99999	Frequency orders to be removed from the frequency spectrum
Sterge Ordin Adauga Ordin Aplica Filtru Ordin Valoare(mm)	
0 0.005 1 0.002 2 0.001 3 0.007 4 0.003	
5 0.002 6 0.003 7 0.004 8 0.004	The set for which the
9 0.001 10 0.003 11 0.003 12 0.003 13 0.001	numeric values are displayed
14 0.003 15 0.003 16 0.002 17 0.001	
18 0.002 19 0.001 20 0.001 21 0.001 22 0.001	
23 0.001 24 0.001 25 0.000	

Figure 2.6 General use of filters

CHAPTER 3. THEORETICAL EXPERIMENTS ON THE METHOD OF DETERMINING THE PARAMETERS OF GEAR ASSEMBLIES

3.1 Overview of the execution of simulation tests

In order to be able to determine a data processing model resulting from forced gear assemblies consisting of gears with involute profile, it is necessary to perform a series of gear simulations in which errors of the gear are introduced with known deviations and after performing the simulation and the specific processing the known deviations introduced at the beginning of the simulation can be found in the results obtained.

The following tests were performed under a forced gear engagement simulation

(1) Determining the accuracy of the simulation

- (2) Checking the influence of the flank clearance gap on the gear
- (3) Verification of the influence of eccentricity on the simulation results
- (4) Checking the influence of the pitch error on the simulation results
- (5) Checking the influence of the profile error on the simulation results
- (6) Verification of the combined influences on the simulation results

3.2. Determining the accuracy of the simulation

The accuracy of the simulation is an important element because it shows the value of the uncertainty of the results obtained after the simulation (Determining the accuracy of the simulation is necessary because the tooth flanks were generated by linear interpolation and this interpolation method will generate a curve slightly different from the theoretical involute.) To determine the accuracy, the simulation will be performed on perfect gears, the only variables being the type of the gear and the number of points to which the simulation is applied. Following the tests, the optimal number of approximation of the involute relative to a minimum processing time will be obtained (a very high accuracy of the simulation may require an excessive amount of time).

Following the experiments, we obtained the following values for the accuracy of the simulation and for the processing time.
The processing time is depicted in Figure 3.1 and its numerical values are expressed in Table 3.1



Figure 3.1 Processing time graph / number of involute approximation points (synthesis)

Table 3.1 Processing time (duration values expressed in seconds)

Module \rightarrow Nr. points	2	3	5	10	20
20	273.828003	269.843994	269.015015	250.084	298.671997
50	1674.244019	1612.014038	1589.235962	1631.657	1544.957031
75	3686.302979	3325.426025	3515.778076	3633.342	3514.329102
100		5638.421875	6175.974121	6342.250	6297.648926
200				23411.650	17178.203125

The accuracy of the simulation is correlated with the number of points of approximation of the involute and with the type of gear that is checked for errors.

The variation of the processing accuracy is shown graphically in Figure 3.2 and its numerical values can be found in table 3.2



Figure 3.2 Processing accuracy graph / number of evolving approximation points (synthesis)

1able 5.2 Floce	ssing error (inin)			
Module \rightarrow Nr. points	2	3	5	10	20
20	0.005723	0.005723	0.005723	0.005723	0.005723
50	0.000746	0.000746	0.000746	0.000746	0.000746
75	0.000416	0.000416	0.000416	0.000416	0.000416
100		0.000265	0.000265	0.000265	0.000265
200				0.000065	0.000065

 Table 3.2 Processing error (mm)

Table 3.1 and Table 3.2 show that for an approximation of the involute of 75 points, we obtained an accuracy of 0.0004 mm with a processing time of approximately 3600 seconds, which is acceptable in terms of processing duration. (Next we will work with an n approximation of the involute of 75 points).

3.3 Checking the influence of the flank clearance on the gear

In order to study the influence of the flank clearance on the distance between the axes within the gear assembly, a series of simulations with different flank clearance values were performed.

A graphical representation of the variation of the distance between the axes for a gear with a set flank clearance is shown in Figure 3.3



Figure 3.3 Variation of distance between the axes for a 0.1 mm flank clearance

Frequency spectrum for a 0.1 mm flank clearance



Figure 3.4 Frequency spectrum for a flank clearance of 0.1 mm

The numerical values of the spectrum are presented in the following table (Table 3.3):

Amplitude Spectrum - numerical values Table 3.3

Order	Amplitude (mm)
0	0.2798
1	0.0000
2	0.0000
3	0.0000
(value 0 of compo spectrum)	onent 0 of the

It is observed that component 0 of the spectrum has the value of 0.2798 mm which for an average pressure angle of 20 degrees results in a value of the determined clearance of 0.1018 mm according to the following formula

 $J_{real} = J_{masurat} / \tan(20^{\circ})$

(3.1)

Table 3.4 (values expressed in mm)

Flank clearance value	Component 0 amplitude in the spectrum	Corrected value, with tan (20 degrees)	Correction coefficient for the measured values
0.1000	0.2798	0.1018	2.7980
0.1500	0.4198	0.1528	2.7987
0.3500	0.9795	0.3565	2.7986

The analysis of the synthesized results presented above shows that in order to obtain the flank clearance, component 0 of the frequency spectrum will be extracted and divided by a value of 2.798. This value is caused by the foul-up effect caused by the gear angle as shown in the following Figure.

Figure 3.5 Influence of the pressure angle on the determination of the flank clearance



Because the pressure angle of 20 degrees is generated only when the contact between the two gears takes place on the division diameter, the determined corrected value is of 2.7980, which is very close to 2.747 (1 / tangent (20 °)).

3.4 Verification of the influence of eccentricity on the simulation results

In order to verify the behavior of the spectrum of the distance between the axes of a toothed gear, a series of simulations with different imposed values of eccentricity for the digital test gear were performed.

The variation of the distance between the axes for a gear assembly in which the gear that needs to be checked for errors has a imposed eccentricity is depicted in Figure 3.6.

Figure 3.6 The variation of the distance between the axes for a imposed eccentricity of 0.05 mm



The initial spectrum of the variation of the distance between the axes for the same gear assembly is shown in Figure 3.7.

Figure 3.7 Initial distance spectrum between axes for an eccentricity of 0.05 mm



With numerical values

Order	Amplitude (mm)	
0.0000	0.0000	
01/01/00	0.0500	
02/01/00	0.0000	
03/01/00	0.0000	
(value 0 to the 2047 component of the spectrum)		

The results of the experiments are represented in table 3.6.

Ta	ble	3.	6
		۰.	~

Imposed eccentricity (mm)	Amplitude value of the 1st order of frequency (mm)
0.05	0.05
0.1	0.1
0.2	0.2
0.3	0.3

In conclusion, it can be said that the eccentricity is imposed by the value of the amplitude of the 1st order of the frequency spectrum of the variation of the distance between the axes.

3.5 Checking the influence of the pitch error on the simulation results

In order to verify the influence of the pitch deviation on the distance between the axes, 4 simulations were performed with randomly distributed pitch deviations with maximum values of 0.05, 0.1, 0.2, 0.3 mm, and the results were interpreted using the spectral analysis.

The graphical representation of the distance between the axes for a pitch variation of max 0.05 mm is shown below.

Figure 3.8 Variation of distance between the axes for maximum pitch deviation 0.05 mm



with the frequency spectrum of the variation of the distance between the axes



Figure 3.9 Spectrum variation spectrum for a maximum pitch deviation 0.05 mm

Orders 0 ... 1 (continuous value and eccentricity) and from 60 (Number of Teeth * 2) to the maximum number of amplitude were eliminated; the following filtered variation diagram was obtained:

256.0

Figure 3.10 Filtered variation of distance between the axes for pitch deviation of max 0.05



Conclusions

In the synthesis of the pitch variation effect on the variation of the distance between the axes of a gear in forced engagement we have obtained the following:

Tabl	le	3	7
Iau	ιu	Э.	. /

	imposed/ Set value	Obtained	Deviation	Gear assembly
pitch variation	0.099 mm	0.094 mm	0.006 mm	30/20
pitch variation	0.200 mm	0.240 mm	0.040 mm	30/20
pitch variation	0.376 mm	0. 382mm	0.006 mm	30/20
pitch variation	0.556 mm	0.545 mm	0.011mm	40/20

3.6 Checking the influence of the profile error on the simulation results

To check the influence of the profile deviation on the variation of the distance between the axes of the gear assembly, we use a perfect gear over which we superimpose a deviation of the flank with a maximum known value generated randomly.

The specific variation of the distance for a gear assembly featuring a deviation from the profile of a gear within the gear assembly is depicted in Figure 3.11.

Figure 3.11 The variation of the distance between the axes for a profile error of \pm 0.010 mm



The frequency spectrum of the collected data is shown in Figure 3.12

Figure 3.12 Frequency spectrum of the variation of the distance between the axes for a profile error of ± 0.01 mm

0.010	
0.007	
0.005	
0.002	
Quid. Մեն հերկաներություն հերկաներին հերկաներին հերկաներին հերկաներին հերկաներին հերկաներին հերկաներին հերկաներ	256.0

Taking into account the number of flanks of the gear that needs to be checked for errors (15 for a gear consisting of 30 teeth) we will select as a filter the data that have a higher frequency of number of teeth / 2. (Note: This number was determined experimentally by the simulations performed under the framework of this doctoral thesis as well as through the practical experiments performed that will be shown in the following part of the work.)

The variation of the distance between the axes from which the frequencies 0-15 were eliminated is shown in Figure 3.13.



It is observed that we cannot obtain the real flank deviation on the gear that needs to be checked for errors, but the maximum value (max - min) is close to the real value (as one can see in the results presented below.

Below, I present the synthesis of results for various profile deviations introduced.

Table 3.8

Flank deviation value entered (mm)	Flank deviation value obtained (mm)	Deviation (mm)
0.016	0.018	0.002
0.033	0.029	0.004
0.045	0.038	0.007

From this table, one can observe that - by harmonic analysis - the profile deviations of the flank of the teeth can be obtained, with sufficient precision, but only as an overall value at the level of the whole gear and not as an absolute positioning at the level of the gears.

3.7 Verification of the combined influences on the simulation results

In order to approach a real case (in which all types of construction errors of the gears are present simultaneously) a series of tests were performed in which 2, 3 or more errors of the known type and value were gradually introduced.

3.7.1 Known deviations of eccentricity and flank profile

The distance variation for a gear involved in a forced gear assembly with a imposed (set) eccentricity deviation and flank deviation is shown in Figure 3.14

Figure 3.14 Axis distance diagram for combined eccentricity deviations (0.05 mm) and flank profile deviation (\pm 0.020 mm)



The spectrum is depicted in the following Figure (fig. 3.15):

Figure 3.15 Gear spectrum with combined eccentricity deviations (0.05 mm) and flank profile deviation (\pm 0.020 mm)



The numerical values of the spectrum a	re presented below	(only the first 1	0 components):
--	--------------------	-------------------	----------------

Table 3.9			
Order Aı	nplitude (mm)	6	0.000
0	0.011	7	0.001
1	0.051	8	0.000
2	0.000	9	0.001
3	0.000	10	0.000
4	0.000		
5	0.001		

In order to obtain the eccentricity value, the value of the amplitude of order 1 (which represents the eccentricity) with the value 0.0509 mm was stored.

In order to obtain the deviation from the profile of the flank of the teeth, a filter was introduced in which the components 0-100 are eliminated, and after the filtration, the following diagram of the distance between the axes was obtained:





The grouped results of the two simulations are presented in the following table:

Table 3.10			
	Input data (mm)	Data obtained by processing (mm)	The resulting deviation (mm)
Eccentricity	0.0500	0.0509	0.0009
	0.1000	0.1010	0.0010
Deviation from the involute profile	0.0320	0.0280	-0.0040
	0.0330	0.0310	0.0020

One can note that the harmonic analysis can separate and measure - with sufficient precision - the deviations of eccentricity and the deviations from the involute profile of the teeth of the gear that needs to be checked for errors.

3.7.2 Known deviations in terms of flank clearance, eccentricity and flank profile

In order to obtain the influence of the flank clearance, of the eccentricity and of the flank profile, known values of these deviations are introduced and their value will be obtained by Fourier transform analysis of the variation of the distance between the axes of the gear engaged in a forced gear assembly.

An example of the variation of the distance between the axes of the two gears engaged in a forced gear assembly is shown in Figure 3.17

Figure 3.17 Axis distance diagram for combined flank clearance deviations (0.2 mm), eccentricity (0.15 mm) and flank profile deviation (\pm 0.015 mm)



The spectrum is depicted in the following Figure:

Figure 3.18 Gear spectrum with combined deviation of flank clearance (0.2mm), eccentricity (0.1mm), and flank profile deviation (\pm 0.020 mm)

1.000				
0.750				
0.500				
0.250				
1				
0				256.0
Thomus	marical values of the ane	atrum ara pragant	ad balany (aply)	the first 10

The numerical values of the spectrum are presented below (only the first 10 components):

Table 3.11

Order.	Amplitude	3	0.0011	8	0.0010
	(mm)	4	0.0009	9	0.0007
0	0.5408	5	0.0011	10	0.0007
1	0.1503	6	0.0003		
2	0.0004	7	0.0011		

To obtain the value of the clearance, the amplitude of the spectrum of order 0 was divided by 2.789 (previously determined – the result was 0.1932mm), for the value of the eccentricity, the value of the amplitude of order 1 (representing the eccentricity) was stored, with the value 0.1503 mm.

In order to obtain the deviation from the flank profile of the teeth, a filter was introduced in which components 0 and 1 are eliminated (average value and eccentricity), and after the filtering process, the following diagram of the distance between the axes was obtained:



Figure 3.19 Diagram of variation of the distance between the axes with components 0 and 1 (continuous value and eccentricity) removed

Conclusions

The comparative data obtained are presented below.

Table 3.12

	Input data (mm)	Data obtained by processing (mm)	The resulting deviation (mm)
Flank clearance	0.2000	0.1932	0.0068
	0.2500	0.2415	0.0085
eccentricity	0.1500	0.1503	0.0003
	0.2000	0.2009	0.0009
Deviation from the	0.0270	0.0290	0.0020
involute profile	0.0340	0.0410	0.0070

The analysis of the values in the table above shows that - by harmonic analysis - we can separate and measure the deviations of eccentricity, flank clearance, and deviation from the involute profile of the teeth of the gear that needs to be checked for errors.

3.8 Synthesis of the results obtained in the theoretical simulations

Following the simulations performed, presented in the previous chapters, we can make a synthetic comparison of the values of the deviations introduced in the gear assembly and the values obtained as a result of the processing as follows:

3.8.1 Flank clearance

 Table 3.13 Flank clearance (Values in mm)

Flank clearance	Component 0 amplitude of the spectrum	Value corrected with tan (20 grade)	Correction coefficient for the measured values
0.1000	0.2798	0.1018	2.7980
0.1500	0.4198	0.1528	2.7987
0.3500	0.9795	0.3565	2.7986

3.8.2 Eccentricity

Table 3.14 - Eccentricity:

imposed eccentricity (mm)	Amplitude value of the 1st order of frequency (mm)
0.05	0.05
0.1	0.1
0.2	0.2
0.3	0.3

3.8.3 Pitch deviation

Table 3.15 - pitch deviation:

	imposed(set)	Obtained	Deviation	Assembly
pitch deviation	0.099 mm	0.094 mm	0.006 mm	30/20
pitch deviation	0.200 mm	0.240 mm	0.040 mm	30/20
pitch deviation	0.376 mm	0. 382mm	0.006 mm	30/20
pitch deviation	0.556 mm	0.545 mm	0.011mm	40/20

3.8.4 Influence of profile error

Table 3.16 – Profile error:

Value entered (mm)	Value obtained (mm)	Deviation (mm)
0.0270	0.0290	0.0020
0.0340	0.0410	0.0070
0.0320	0.0280	-0.0040

3.8.5 Conclusions of the numerical simulation applied to the gear assembly

- (a) The flank clearance can be determined by dividing the 0 harmonic of the spectrum by the value 2.798 (value determined from the simulations and approximated as a value of 1 / tangent of 20 $^{\circ}$).
- (b) The eccentricity can be determined by retaining harmonic 1 of the spectrum of the variation of the distance between the axes.
- (c) The pitch deviation cannot be determined by using the harmonic analysis since I could not determine the pitch deviation with sufficient precision, possibly because of the limitations of the simulation or because of the processing method; this problem will be further analyzed in the practical testing stages.
- (d) The deviation from the involute profile can be determined at the global level of the entire gear that needs to be checked for errors by using the higher spectrum of the order imposed by the removal of components 0 Number of teeth of the gear that needs to be checked for errors / 2.

CHAPTER 4. USING THE FOURIER TRANSFORM TO ELIMINATE MASTER GEAR ERRORS OF GEARS INVOLVED IN A FORCED GEAR ASSEMBLY

As it resulted from the simulations previously presented, the standard gear was used as a perfect gear (there were no deviations from the constructive and functional geometric parameters). In reality, such gears do not exist, as real gears have constructive errors and standard gears with very small deviations from parameters are very expensive and are difficult to obtain. By using the Fourier Transform and applying a processing method shown below, an ordinary gear can be used as a standard gear, thus reducing costs with the standard gear and at the same time reducing errors when using a normal gear as a standard gear.

The proposed processing method is presented below:

- 1. The generation of reference values of the gear used as a master gear
- 1.1 The measuring of gear that is intended to be used as a master gear by collecting points in Cartesian coordinates from each side of the teeth of the gear (it is recommended to collect as many points as possible on each side).
- 1.2 The simulation program is initiated and a gear assembly consisting of the perfect mobile gear and the fixed standard gear, whose perfect theoretical flanks of the teeth will be replaced with the flanks obtained on the coordinate measuring machine is built.
- 1.3 The simulation is performed
- 1.4 A Fourier transform is applied to the variation of the distance between the gears
- 1.5 The values of the Fourier Transform parameters are stored in a file
- 1.6 The processing is completed.
- 2. The running of a measurement using an ordinary gear used as a master gear.
 - 2.1. The gear assembly is mounted in the measuring plant.
 - 2.2 The measurement is performed.

2.3 A Fourier transform is applied to the variation of the distance between gears axis.2.4 The values of the Fourier transform result are loaded from the file saved as specified in 1.5.

2.5 Based on the linearity property of the Fourier Transform, a complex difference is established between the current spectrum of the measurement and the spectrum saved in the file (corresponding to the gear used as a standard) gear, thus eliminating the influences of the flank clearance and the eccentricity of the master gear.

2.6. The distance between the two gears is recomposed by applying the Reverse Fourier Transform.

2.7 The necessary processing is carried out to obtain the parameters of the forced gear assembly by using the methods presented in the previous chapters.

4.1 Theoretical testing of the new processing method

To test this processing method, 3 simulations will be performed:

- 1. The simulation featuring a real master gear and a perfect geometric gear
- 2. The simulation featuring a perfectly geometric master gear and a real checked gear
- 3. The simulation featuring a two real gears obtained following a metrology measurement

Note: a real gear is a numerical digitization of a gear obtained by collecting the measuring points on the side of the teeth using a coordinate measuring machine.

4.1.1 Simulation 1

It features a gear made of real master gear and a perfect geometric gear. The standard gear will not be geometrically perfect (we will introduce values of eccentricity, flank clearance, and deviation from the involute profile). Following the simulation, we will obtain and store the frequency spectrum of the variation of the distance between the axes of the two gears. The randomly generated master gear will be saved for using in the building of the gear assembly featuring a real gear and a simulated real gear.

The simulation details are presented below (table 4.1, table 4.2)

Table 4.1

	r	
Mobile gear (that needs to be checked for errors)		
No teeth	30	
Module	5	(mm)
Pressure angle	20	(grad)
Deviation Profile	0	(mm)
No. Involute Evaluation Points	75	

Total Flank Errors(mm) Max = 0.000 Min = 0.000

Table 4.2

14010 4.2		
Fixed gear (master gear)		
No teeth	30	
Module	5	(mm)
Pressure angle	20	(grad)
Deviation Profile	0	(mm)
No. Involute Evaluation Points	75	

With the following geometric deviations:

Eccentricity	0.1mm
The flank clearance	0.1mm
Maximum Flank Error Deviation	0.011mm

The variation diagram of the distance between the axes is shown in Figure 4.1, with the processing spectrum shown in Figure 4.2

The diagram of the variation of the distance between the axes is presented in the following Figure (fig. 4.1):





1.000 ◀── Ordin 0	
0 .7 50	
0.500	
0.250	
<── Ordin 1	
ο	256 . 0

The numeric values of the spectrum will be saved in a file for use in further processing.

4.1.2. Simulation 2

It features a gear assembly consisting of a perfectly geometric standard gear and a real simulated check gear (with deviations). The gear that needs to be checked for errors will not be geometrically perfect (we will introduce values of eccentricity, flank clearance, and deviation from the involute profile). Following the simulation, we will obtain the values of the deviations introduced, in comparison with the results obtained by engaging the real gear with the real master gear. The randomly generated check gear will be saved for using in the building of the gear assembly featuring a real gear and a real master gear.

The details of the simulation will be presented in the following tables (table 4.3, table 4.4):

Mobile gear (for check)		
No teeth	30	
Module	5	(mm)
Pressure angle	20	(grade)
Moving Profile	0	(mm)
Eccentricity	0.1	(mm)
Flank clearance	0.1	(mm)
No. Evolution Evaluation Points	75	

With deviations:

Table 4.4		
Parameter	Value entered	Units
Flank clearance	0.100	mm
Eccentricity	0.100	mm
Involute profile deviation	0.006	mm

The variation of the distance between the axes shown graphically in the following Figure (fig. 4.3):

Fig. 4.3 Variation of distance between the axes for the gear that needs to be checked for errors



This gear has the following spectrum (fig. 4.4):

U	0 1			
Fig. 4	.4 Spectrum for the vari	ation of the dista	nce between the axe	es
0.300				
- Ordin	0			
0.225				
0 .1 50				
0.0 7 5	1			

256.0

Final results obtained after processing by means of the harmonic analysis of the toothed gear are presented in Table 4.5

Table 4.5 S	Simulation	results
-------------	------------	---------

b

Parameter	Introduced	Obtained by processing	Deviation	Units
Flank clearance	100.000	0.098	0.002	mm
Eccentricity	0.100	0.100	0.000	mm
Involute profile deviation	0.006	0.006	0.000	mm

4.1.3 Simulation of a gear assembly featuring two gears with geometric deviations

The real simulation will be performed using a gear made from the two gears saved after the two previous simulations so that the gear assembly will consist of gears that have geometric errors with known values. Following the simulation and using the spectrum saved

in the simulation 4.1.1, the values resulting from the analysis of the data obtained must be close to the values obtained in the simulation 4.1.2.

A simulation and a processing by means of harmonic analysis is performed. The processing spectrum is depicted in the following Figure (fig. 4.5):

Fig. 4.5 Spectrum of processing for the combined simulation of two gears with geometric deviations

1.000	
0.750	
Ordin 0	
0.500	
0.250	
Crdin 1	
ordin 2	256.0

For this case, in which the spectrum of the fixed gear was not extracted, we have the following results (table 4.6):

Table 4.6

	Introduced	Measured (simulated)	Deviation	Units
Eccentricity	0.100	0.300	0.200	mm
Flank clearance	0.100	0.439	0.339	mm
Deviation of the tooth flank profile	0.015	0.006	0.009	mm

4.1.4 Extraction from the processing spectrum of the standard fixed gear spectrum obtained from the simulation in section 4.1.1

To perform this extraction, we must first load the spectrum with the menu command from the saved file *Comenzi* \rightarrow *Incarcare Componente* \rightarrow *Incarcare Spectru*; the saved spectrum file will be loaded, and then the command will be executed Comenzi – Genereaza Raport Masurare.

The measured values will appear directly (the use of an external spectrum involves a series of operations that cannot be performed via the keyboard) (fig. 4.6):

Fig. 4.6 Results of measurements made after processing with a external spectrum of the fixed gear (standard)



The values obtained are shown in the following table (Table 4.14):

Table	4.7
-------	-----

	Introduced	Measured (simulated)	Deviation	
Eccentricity	0.100	0.100	0.000	mm
Flank clearance	100.000	0.100	0.000	mm
Deviation of the tooth flank profile	0.006	0.009	0.003	mm

The final results - comparing the processing method without extracting the spectrum of the standard gear and the processing method featuring the extraction of the spectrum of the standard gear - are presented in Table 4.8

Final results (table 4.8)

Table 4.8

	Introduced	Measured (simulated) without spectrum removal	Measured with fixed gear spectrum removal	
Eccentricity	0.100	0.300	0.100	mm
Flank game	100.000	0.439	0.100	mm
Deviation of the tooth flank profile	0.006	0.015	0.009	mm

One can observe from this table that the method of eliminating the spectrum has very good results, leading to the conclusion that a normal gear (featuring geometric deviations) can be used as a standard gear.

Overall, the processing presented in the previous sections (4.1.1 - 4.1.3) can be depicted as below (fig. 4.7):

Fig. 4.7 Presentation of a data processing diagram for the use of a regular gear as a standard



For measurements made with the automatic measuring device, the processing spectrum that will later be used in the measuring device is saved.

If we want to eliminate the spectrum, than two situations can occur:

- 1. The measuring plant features an angular positioning transducer for the gears in which case the entire spectrum of the gear used as a standard gear can be used for making the correction.
- 2. The plant does not have an angular transducer for the angular positioning of the measuring gears and then only the components of order 0 are extracted for making the correction.

4.2. The application of the simulation on real gears

To perform this test, a gear consisting of two 26-tooth gears with a 2.4 mm module (from the reverse gear of the gearbox used by the *Logan* brand), measured on a coordinate measuring machine. To perform this test, the following steps were taken:

- Measurement of the gears on the coordinate measuring machine (obtaining the coordinates of the points collected on the sides of the teeth, for the two gears in the gear assembly).
- Obtaining the deviations from the involute shape of the flanks of the teeth.
- Performing simulations using the points collected on the sides of the teeth.
- Application of the harmonic analysis method on the results obtained from the simulations.

Step I:

To obtain the harmonic spectrum of the gear used as a master one (previously measured on a coordinate measuring machine), we will perform the numerical simulation of the gear assembly between a standard gear to which we will directly load the Cartesian coordinates of the points on the flank of each tooth (we will obtain a digital real gear). To load a set of real flanks resulting from a measurement on the coordinate measuring machine, we run the following command: Comenzi \rightarrow MMC \rightarrow Incarca Roata Fixa din MMC after which the file with the Cartesian coordinate sets of the points on the tooth involute Following the simulation, we obtain a specific variation of the distance between the axes, to which we apply the Fourier Transform and we obtain a processing spectrum.

Note: Deviations from the evolution profile, total deviations (obtained at the previous stage of measuring gears)

Max = 0.016 mm, Min = -0.020 mm

The diagram of the variation of the distance between the axes is shown in Figure 4.8

Fig. 4.8 Variation of the distance between the axes for the simulation of determining the spectrum of the gear used as a standard gear



(The variation is the sum of all the geometrical variations of Steps II

We perform a gear simulation featuring a perfect standard gear and gear 2 (considered the measuring gear) to obtain the parameters that could not be obtained by a coordinate measuring machine.

We initiate the simulation for two 26-tooth gears and a module of 2.4 in which the flanks of gear 2 (the gear that needs to be checked for errors) are replaced with the flanks obtained on the coordinate measuring machine via the command: $Comenzi \rightarrow MMC \rightarrow Incarca Roata Mobila din MMC$

We run the simulation and obtain a variation of the distance between the axes as in Figure 4.9

Fig. 4.9 The variation of the distance between the axes obtained in the simulation with the gear that needs to be checked for errors



(the variation is imposed by the sum of all the geometric deviations of the gear)

From the same simulation, via $Comenzi \rightarrow Genereaza \ Raport \ de \ Masurare$ we obtain the measured values of the gear:

RAPORT DE MASURARE

Flank Clearance = 0.112 gear eccentricity = 0.006 Flank error = 0.038

(The values resulting from the measurement report are calculated by the specialized measurement software)

Step III:

Before implementing the new processing method ,we will perform a simulation featuring the two gears measured by coordinates. To this ens, we will initiate a new processing that will contain 2 gears for two 26-tooth gears and a module of 2.4. After beginning the processing, the Cartesian points obtained for the measurement will be loaded for each of the gears in the simulation on the coordinate measuring machine (from the menu **Comenzi** \rightarrow **MMC**) for each of the two gears.

First, we will obtain the measurement values without using the standard gear spectrum; we will get the following values:

RAPORT DE MASURARE

```
Joc de Flanc (Flank Clearance) = 0.219
Excentricitate Roata(gear eccentricity) = 0.003
Eroare de pas (Pitch error) = 0.076
Eroare de flanc (Flank Error) = 0.036
```

The variation of the distance between the axes will be influenced by the deviations of the geometric shape of both gears and therefore the values resulting from the processing of the distance between the axes will have to be greater than those of a single gear, which is confirmed (by comparing them with those obtained in Step II).

Following, we will extract from the spectrum obtained from the processing of the distance between the axes of two real gears (each with its own geometric deviations) the spectrum obtained from the simulation between a perfect gear (theoretically generated by the processing software) and the real gear used as a master gear. To this end, the simulated spectrum saved in Step I will be loaded via the command *Comenzi* \rightarrow *Incarcare Componente* \rightarrow *Incarca Spectru* (fig. 2.14)

We will execute the next command: Genereaza Raport de măsurare (Comenzi --> Genereaza Raport de Masurare); the following measurement report will result:

RAPORT DE MASURARE Joc de Flanc(Flank Clearance) = 0.123 Excentricitate Roata(gear eccentricity) = 0.007 Eroare de pas(Pitch error) = 0.072 Eroare de flanc(Flank error) = 0.036

The values obtained will be close to those obtained in Step II.

The resulting and measured values are shown in the following table (Table 4.9):

Table 4.9				
Measured component	Value obtained by engagement with a perfect gear (mm)	Value resulting from the engagement of the two measured gears (no spectrum removal) (mm)	Deviation (mm)	
Flank clearance	0.112	0.219	0.107	
Eccentricity	0.006	0.003	-0.003	
Deviation from the profile	0.036	0.036	0.00	

The errors resulting from the employment of the method of eliminating the spectrum of the component of the gear used as a standard one are shown in Table 4.10.

Table	4.10

Measured component	Value obtained by perfect gear engagement (mm)	Value resulting from the engagement of the 2 measured gears (with spectrum removal) (mm)	Deviation (mm)
Flank clearance	0.112	0.123	0.011
Eccentricity	0.006	0.007	0.001
Deviation from the profile	0.036	0.036	0.000

This table proves that the novel method provides sufficient accuracy if intended to be used in the rapid diagnosis of gear errors.

CHAPTER 5. SYNTHESIS OF FINAL RESULTS

5.1. Synthesizing the results of simulations and practical tests

By simulation - in the tests of the auxiliary spectrum measurement method shown above - the following values of the imposed parameters and of those obtained by computer simulated measurement were obtained:

Tuble 5.1 I fullik eleafailee			Simulated measu		
	Flank clearance value (mm)	Component amplitude 0 in the spectrum (mm)	Value corrected with tan (20°) (mm)	Deviation (mm)	Correction coefficient for the measured values
	0.1000	0.2798	0.1018	0.0018	2.7980
	0.1500	0.4198	0.1528	0.0028	2.7987
	0.3500	0.9795	0.3565	0.0065	2.7986

Table 5.1 Flank clearance - simulated measurement

Table 5.2 Eccentricity - simulated measurement

Imposed eccentricity (mm)	Amplitude value of the 1st order of frequency (mm)	Deviation (mm)
0.05	0.05	0.000
0.1	0.1	0.000
0.2	0.2	0.000
0.3	0.3	0.000

 Table 5.3 Pitch deviation - simulated measurement

	Imposed (mm)	Obtained (mm)	Deviation (mm)
Pitch deviation	0.099	0.094	0.006
Pitch deviation	0.200	0.240	0.040
Pitch deviation	0.376	0.382	0.006
Pitch deviation	0.556	0.545	0.011

Value entered (mm)	Value obtained (mm)	Deviation (mm)
0.016	0.018	0.002
0.033	0.029	0.004
0.045	0.038	0.007

Table 5.4	Influence	of profile	error -	cimulated	measurement
14016 3.4	Innuence	of profile	- 10119	sinnulateu	measurement

Table 5.5 Practical tests	(using an auxilia	ry spectrum file - av	verage values obtained)
---------------------------	-------------------	-----------------------	-------------------------

Parameter	Values obtained in metrology (mm)	Values measured with the installation (mm) (medium values)	Deviation (mm)	Remarks
Flank clearance	0.112	0.097	-0.013	No split diameter standard value was used
Eccentricity	0.009	0.015	0.006	
Cumulative profile deviation	0.036	0.033	-0.003	

5.2. The resulting processing method

From the analysis of the results summarized in sub-chapter 4.1, I conclude that the method of harmonic analysis by means of Fourier transform can be used to determine the quality of gear assemblies consisting of gears with involute profile, can be applied as follows:

- (1) The Flank Clearance is determined with sufficient precision by the Fourier Transform by extracting the amplitude of the order 0 component from the obtained frequency spectrum and dividing it with the experimentally determined parameter of value 2.798.
- (2) Gear eccentricity is determined directly from the amplitude of the 1st order component of the frequency spectrum obtained by the Fourier Transform
- (3) Deviation from the evolutionary profile can be determined at the global level of the entire gear by filtering the variation of the distance between the axes by removing components between order 0 and order imposed by the number of teeth of the gear that needs to be checked for errors amplified by 2 simultaneously on the two flanks of each tooth), the re-composition of the profile, and the determination of the difference of the Maximum Minimum values on the recomposed profile.
- (4) Pitch deviation cannot be determined accurately by harmonic analysis, making it necessary to use another method (possibly by using an angular transducer with an accuracy related with the number of teeth of the gear that needs to be checked for errors)
- (5) Flank strokes which represent small deformations on the surface of the teeth (and which directly influence the criterion of smooth operation) can be determined by

retaining the harmonic components with a higher frequency by about 4 times the number of teeth of the gear that needs to be checked for errors (this processing requires and a practical test in determining the harmonics to be selected); by recomposing the profile with the eliminated harmonics a profile is obtained; it will allow to report the maximum value in absolute value.

(6) The use of the auxiliary spectrum to improve the quality of verification by the harmonic method, in order to be used successfully, requires a mechanical structure of the installation built in such a way as to allow the fixing of the standard gear in a repeatable fixed angular position.

In conclusion, in order to quickly obtain the geometric quality of a gear by using the harmonic method, two approaches can be identified:

- 1. by using a standard gear in terms of metrological parameters;
- 2. by using as a standard a gear selected from functional gears but in such a way as to feature as little geometric deviations as possible.

5.2.1 Application of the method when using a standard gear

When performing a test featuring an inserted tooth for checking the parameters of a standard gear, the harmonic processing is simplified because all variations in the distance between the axes are determined directly by the gear to be checked so that the deviations of the gear that needs to be checked for errors are obtained directly after processing. This method is preferable in terms of the accuracy that will be obtained, but it is not preferable in terms of costs (standard gears are very expensive and difficult to obtain).

The processing diagram using a standard gear is shown in Figure 5.1





5.2.2 Application of the method when using an ordinary gear as a standard gear

This method is less accurate than using a standard gear – in terms of metrological parameters, but by applying the methods developed under the framework of this thesis, by using an ordinary gear the results can be very close to the results obtained with a standard gear. The great advantages of this second method consist in a much lower price and a very processing time (a standard gear can reach prices of tens of thousands of Euros, with a delivery time of up to 6 months).

This second method, consisting in the processing - by harmonic analysis – of the distance between the axes of the gears is different depending on the constructive structure of the measuring plant:

- 1. if placed on a standard gear, without an angular transducer (in case of installations already made and which can be upgraded with this method) one cannot eliminate the eccentricity of the gear used as a standard gear, but by sorting a gear with a minimum eccentricity this shortcoming can be eliminated.
- 2. If the plant features an angular transducer, for the installations that will be built at a future time and that will use the proposed method

The processing diagram of the process using an ordinary gear as a standard gear is shown in Figure 5.2.



eng. STANCIU DANUT IULIAN

5.3 Practical applications of the novel method presented in the thesis

An important part of the method presented has already been used in Dacia-Renault plants to check the quality of the gears before being assembled in the final assembly. The following figures depict various deployments of the presented method, currently under use in the plants of Dacia Mioveni.

1. Plant for checking the strokes and the thickness of phosphate layer of the differential crown (produced at INCDMTM Bucharest for the demonstration of the doctoral thesis and applied industrially at S.C. Dacia-Renault, Pitești)

Fig. 5.3 Plant for checking shocks and strokes and the thickness of phosphate layer of the differential crown



Components:

- $1 Base \ support$
- 2 –Differential crown support part
- 3 Measuring commands panel
- 4 Troubleshooting commands panel
- 5 Standard part support

- 6 Industrial computer
- 7 Percussion printer
- 8- Standard pinion
- 9 Visual protective barrier
- 2. Plant for checking shock, eccentricity, and phosphate thickness for gearbox, for gears II-IV, and a separate plant for gears I and V (produced at INCDMTM Bucharest for the demonstration of the doctoral thesis and applied industrially at S.C. Dacia-Renault, Pitești)

Fig. 5.4 Plant for checking gears II-IV, flank clearance, eccentricity, and strokes, installed at the headquarters of Dacia Mioveni



Components:

- 1 Bi-manual control panel
- 2 Third speed drive gear
- 3 First speed drive gear
- 4 Drive shaft

- 5 Industrial computer
- 6 Second speed drive gear
- 7 Fourth speed drive gear
- 8 Pneumatic cylinder used for gearing

5.4 Original contributions

The method of checking and measuring gear parameters using the method of an inserted teeth has been used up-to-date to determine the bumps present on the gearing surface of gears with involute profile. The method presented, for determining the geometric parameters of the gears by spectral analysis with the Fourier transform of the variation of the distance between the axes of the gears, is entirely an original method for rapid verification of the geometric parameters of the gears.

The method was originally developed in response to a request for testing the bumps on the differential crown used in DACIA vehicles, at the request of S.C. DACIA-RENAULT Piteşti, and it was afterwards developed to check the drive train for gearboxes of the same brand. The final development was elaborated during this doctoral thesis.

Internationally, attempts to determine the quality of the gears were made mainly by analyzing the noise and vibration levels picked up by vibration transducers (accelerometers) or by noise transducers, and not by means of a complex analysis of the distance between the axes. (For examples, see the list of references)

The main original elements of the thesis include the following:

- The introducing the transformation from the "rotation" range to the "time" range so that a rotation is a unit of time and the frequency reporting (frequency = 1 / time) represent in fact reports of a rotation. (For example eccentricity has a frequency of 1 Hertz in the time range, or a sinusoid on a rotation in the rotation range).
- The association between the frequency spectrum of the Fourier transform, applied to the variation of the distance between the axes of the gear assemblies based on an inserted tooth, and the geometric parameters specific to a gears with involute profile with straight teeth (the determination of frequencies for determining the flank clearance, the eccentricity, the shape deviations and the presence of shocks).
- The determination of the frequency and of the amplitude correction coefficient necessary to determine the flank clearance
- The determination of the frequency that will be influenced by the eccentricity of the measuring gear.
- The establishment of the range of frequencies that are influenced by the deviation from the involute profile of the flank of the teeth.
- The use of an ordinary gear as a standard gear, by measuring the gear on a universal coordinate measuring machine, entering the data in the specialized gear processing and simulation software and using the results for the proper correction of the measurements.
- Theoretical testing of the new method of measuring and testing gears by developing a specialized software for simulating an inserted tooth gear assembly.
5.5 Fields and directions for future research

- The use of the auxiliary spectrum gave very good results in the performed simulations, but requires extensive practical tests.
- Improving the measurement on the coordinate measuring machines of the gear that will be used as a standard wheel to obtain its best possible digitization (it would be very useful to use a coordinate measuring machine with constant force probe for continuous scanning of the flanks of the teeth).
- Carrying out as many tests as possible in order to be able to validate the processing method based on harmonic analysis applied to real gears.
- Implementation of a software that will use artificial intelligence to determine the frequencies and amplitudes of the spectral elements used to determine the measurement of geometric dimensions measured in the tolerances imposed by international methodological norms.

5.7 The impact of the doctoral thesis

The new method of analysis of the geometric elements of gears with involute profile increases the speed of verification of the gears and simplifies the construction of measurement and verification plants while facilitating their implementation in the production lines. By monitoring and verifying the quality of the entire production of gears, financial losses are reduced and the quality of the finished product is improved. The use of the digital control technology facilitates the integration of the testing plant into the concept of Industry 4.0 (or the fourth industrial revolution), and facilitates the spread of digital control processes driven by artificial intelligence.

The impact of the doctoral thesis is expressed in a concrete way by the fact that it is an "industrial thesis" – whose concepts and approach are actually applied in the automotive industry in Romania.

SCIENTIFIC PUBLICATIONS

The results of the intermediate studies carried out during the study and conception of the doctoral thesis were presented at the following symposions and conferences:

• eng. Dănuț STANCIU, Eng Aurel ABĂLARU, PhD, Eng. Daniela CIOBOATĂ, PhD,Eng. Cristian LOGOFĂTU, Eng. Lucian SAVU DETERMINING THE VALUES OF SHOCK AND DISTANCE BETWEEN AXELS OF THE TEETHING IN GEARBOXES, BASED ON THE METHOD OF FORCED ENGAGEMENT AGIR Symposium - TECHNOLOGICAL PROGRESS - RESULT OF THE RESEARCH, April 27e, 2017

• drd. ing. Stanciu, Dănuţ, dr. ing. prof. univ. Gheorghe, Gheorghe Ion Methods of Determining Sock Values and the Distance Between Axes of the Gearbox teething Using a Fitted Tooth EngagementMethods of Determining Sock Values and the Distance Between Axes of the Gearboxteething Using a Fitted Tooth Engagement Wallachia International Symposium 13-14 may 2017

• drd. ing. Stanciu Dănuț Iulian, dr. ing. prof. univ. Gh. Gheorghe, dr. ing. Cioboata Daniela, dr. ing. Abalaru Aurel CONCEPTUL ANALIZEI ARMONICE PENTRU PRELUCRAREA DATELOR CULESE ÎN CADRUL MĂSURĂRII INTELIGENTE A ECHIPAMENTELOR MECATRONICE. Simpozion AGIR 26 aprilie 2018

• drd. ing. Stanciu Dănuț Iulian, dr. ing. prof. univ. Gh. Gheorghe, dr. ing. Cioboata Daniela STABILIREA PARAMETRILOR SPECIFICI MĂSURĂRII ARMONICE A ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE ANGRENAJELOR EVOLVENTICE PRIN SIMULARE NUMERICĂ. AGIR Symposium - TECHNOLOGICAL PROGRESS – RESULT OF THE RESEARCH, May 9, 2019

CURRICULUM VITA	E
PERSONAL INFORMATION	
Name	Stanciu Danut Iulian
Address	Str. Meilor nr. 22, sector 2, Bucharest, Romania
Telephone	+40212521131
Fax	+40212521131
E-mail	danutstanciu@yahoo.com
Nationality	Romanian
Birth date	6 December 1966
Gender	Male
WORK EXPERIENCE	
Dates	September 1991 - present
Occupation or position held	Second degree scientific researcher
Main activities and responsibilities	 Research, development, experimentation and commissioning of mechatronic devices, computerized dimensional control and form deviations, vibro-acoustic analysis and diagnostics equipment, force testing systems, moments and fatigue for automotive industries, railway rolling stock, bearings and others Software for processing and monitoring of measurement and control processes
	Publishing and dissemination of scientific results
Name and address of employer	NATIONAL INSTITUTE OF RESEARCH AND DEVELOPMENT FOR MECATRONICS AND MEASUREMENT TECHNIQUE, 6-8 Pantelimon Road, 2nd District, Bucharest
Type of business or sector	Research and development for mechatronics and measurement technique
EDUCATION AND TRAINING	
Dates	1986 - 1991
Title of qualification awarded	engineer diploma (BS, MS)
Name and type of organi- sation providing education and training	Polytechnic University of Bucharest, Faculty of Machine Building Technology, Department of Machine Building Technology
PERSONAL SKILLS AND COMPETENCES	
Mother tongue(s)	Romanian
English	Read – Good, Write – Good, Spoke – Good

French	Read – Good, Write – Good, Spoke - Good
Social skills and competences	Good communication skills, initiative spirit, proactive attitude, empathy, positive, good negotiator
Organizational skills and competences	Management and coordination as project manager
Technical skills and competences	 Applied and experimental research: Mechatronics integrated dimensional control systems; Monitoring and control systems to improve maintenance and functional safety in the automotive and rolling stock industries; On line and off line measuring equipment; Evaluation of noise and vibrations in the industrial environment; Real-time predictive monitoring systems for industrial process control; Non-contact measurement methods; Advanced technologies for measuring contact and non-contact, 2D / 3D profiles and surfaces; Advanced gear and gear control technology; development of methods, procedures and techniques for the measurement and processing of experimental data; advanced mechatronics systems for measuring forces and moments and fatigue test
Computer skills and competences	Programming languages: C, C++, C#, Assembler, Real time process monitoring programming, OOP, Device Drivers for Window and Linux, Embedded Linux programming techniques
Driving license	B category
Additional information	
	 PATENTS OSIM Patent A / 01019, 123320 / 29.07.2011 APPARATUS FOR OPTICAL MEASUREMENT AND REGISTRATION OF DEFOR- MATIONS OF CONSTRUCTION MATERIALS FOR ROAD DRI- VES OSIM Patent A / 00768 / 01.08.2017: Apparatus for measurement of open circular profiles OSIM Patent A / 00796 / 08.08.2017: Monitoring of external diame- ters during the rectification process BOOKS Engineering of Micro Metrology and Surface Macro - Geometry, CE- FIN Publishing House, 2009, ISBN 978-606-92267-0-4, Cioboata D., Gheorghe I. Gh., Abălaru A., Logofatu C., Traistaru F., Stanciu D. PUBLISHED ARTICLES: A new generation of dimensional control systems in the process of pro- cessing - Automation and Instrumentation magazine no. 5-6 / 2002 Apparatus for Controlling the Deviations of the Forms and Position of the Revolutionary Parts - Journal of Automation and Instrumentation, no.1 / 2003, ISSN 1582-3334

	 The Monitoring of Acoustic Emissions in the Grinding Process for the Evaluation of Abrasive Disc Wear Condition, The Scientific Bulletin of Valahia University Materials and Mechanics No.1/2007, pg. 55-60, ISSN 1844-1076 (CNCSIS: B) Monitoring Vibrations that Appear to Grinding in order to Increase the Accuracy of Processing", Journal MECATRONICA No.2/ 2007, ISSN 1583 – 7653 Increase Machining Precision in Grinding Process by Vibrations Monitoring(I)", Journal MECATRONICA No.2/ 2007, ISSN 1583 – 7653;
List of main project	• 2001-2004 -CALIST / Intelligent procedures and means of
participation	inspection and control by harmonic analysis of complex profiles -
	participant
	• 2001-2004 - RELANSIN / Intelligent Procedures and Means
	for Inspection and Control of Inner or Outside Circular Profiles -
	Participant
	• 2003-2005 - RELANSIN / Computerized equipment for
	measuring and pre-setting the geometric parameters of tools and rotary
	tables for numerical control centers, in order to reduce the auxiliary times
	of the manufacturing process - participant
	• 2004-2005 -AMTRANS / L.A.S.E.R. for optical control and
	recording of road surface conditions. Measurement of deformations of
	construction materials for roadways - responsible for the project
	• 2004-2006 - RELANSIN / Vibration measurement, monitoring
	and analysis system for predictive maintenance of technological
	• 2005 2008 CEEX INFOSOC / Research on the development
	of performance monitoring and control systems for rolling elements to
	improve the maintenance and safety of rail transport - participant
	• 2008-2011 - PARTNER SHIP / Research on Advanced Control
	Techniques Based on Error Analysis and Three-dimensional Modeling
	for High Precision Measurement of Complex Surfaces - Participant
	• 2013-2014 - NUCLEU / Study and analysis of hardware and
	software systems for acquisition and processing of data specific to
	mechatronics and measurement technique - project responsible
	• 2013-2015 - FP7 / Wide Water Use Sensors Network -
	WIDESENS - participant
	2014-2016 - PARTNERSHIP / Innovative mechatronic system
	for control of CNC roller bearing bearings as a factor for optimizing the
	quality of the processed surfaces - participant
	• 2014-2016 - PARTNERSHIP / Mechatronic system for measuring the
	rolling profiles of the wheels of railway vehicles, in order to optimize
	the reprotiling on CNC machine tools and increase the safety of the
	trattic - participant

STUDII, CERCETĂRI ȘI EXPERIMENTĂRI COMPLEXE A ANGRENAJELOR DE MECANICĂ FINĂ PRIN METODE ARMONICE DE INALTA PRECIZIE.

SELECTED REFERENCES

- 1. Vibration Testing of Machines and Their Maintenance, Elsevier, LIPOVSZKY, G., Amsterdam-Oxford-New York-Tokyo, 1990
- CERCETĂRI PRIVIND SOLICITĂRILE DIN CARCASA CUTIEI DE VITEZE SUMATOARE ÎN VEDEREA REDUCERII ZGOMOTULUI ȘI ÎMBUNĂTĂȚIREA SOLUȚIEI CONSTRUCTIVE, Nicolae SÎRBU, Universitatea Transilvania din Braşov, Rezumat teză doctorat, 2014
- 3. **Optimizarea dinamicii angrenajelor, Banică, M.** Editura Risoprint, Cluj-Napoca, 2006
- 4. Contributii la dimensionarea, testarea si executia rotilor dintate cu dinti asimetrici, Sandor RAVAI NAGY, Teza de doctorat, Universitatea tehnica Cluj-Napoca, 2012
- 5. ANALIZA SI SINTEZA MECANISMELOR CU ROTI DINTATE, pagina html http://www.creeaza.com/tehnologie/tehnica-mecanica/ANALIZA-SI-SINTEZA-MECANISMEL0818.php
- 6. CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI ȘI FUNCTIONALI AI GHIDAJELOR HIDROSTATICE LA MAȘINILE-UNELTE, ing. Marius Pascu, rezumat teza doctorat, UNIVERSITATEA "VASILE ALECSANDRII", BACĂU, FACULTATEA DE INGINERIE, 2014
- 7. Prosig Noise and Vibration Measurement Handbook, Sixt Edition- Manual de utilizare, www.prosig.com
- 8. Vibratii mecanice. Modele si aplicatii in Matlab, Mihai Valentin Predoi, Editura Matrixrom, 1997
- 9. Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures, Anders Brandt, 2011, ISBN:9780470978160
- 10. Formulas for Dynamics, Acoustics and Vibration, Blevins R. 2016
- 11. Angrenaje. Botez, E. Editura Tehnică, București, 1962
- 12. Funcțiile evolventei, Beloiu, M., Editura Tehnică, București, 1966
- 13. STAS 6273-81 Angrenaje cilindrice. Toleranțe. (Cylindrical gears. Tolerances) Institutul Român de Standardizare, 1981
- 14. STAS 12268 Angrenaje cilindrice cu dantura in evolventa. Calculul de rezistenta.
- 15. Precizia și controlul angrenajelor, MINCIU, C., Editura Tehnică București, 1984
- 16. Mașini-unelte și control dimensional, IVAN, M., ș.a., Editura Didactică și Pedagogică București, 1980
- 17. Angrenaje vol I și II, Sauer L., Edit.Tehnică, București, 1970;
- 18. Controlul roților dințate, V. RUZICKA, Edit. Tehnica, București 1959
- 19. Angrenaje vol I și II, O. R. Adler, Edit. Tehnică, Bucuresti 1968
- 20. Ingineria Mecatronică și Cyber-MixMecatronică pentru Construcția Intreprinderii Digitale și Industriei Inteligente (4.0)") – 2019, Gheorghe Ion Gheorghe, Valentina Băjenaru, Iulian Ilie, ISBN 978-606-8261-29-4, Ed. CEFIN, 2019;
- 21. Precizia și controlul angrenajelor, MINCIU, C., Editura Tehnică București, 1984

STUDII, CERCETĂRI ȘI EXPERIMENTĂRI COMPLEXE A ANGRENAJELOR DE MECANICĂ FINĂ PRIN METODE ARMONICE DE INALTA PRECIZIE.

- 22. Mecatronica și Cyber-MixMecatronica în Industria 4.0, autor: Gheorghe Ion Gheorghe, Editura CEFIN, ISBN: 978-606-8261-28-7, Ed. CEFIN, 2018;
- 23. Angrenaje vol I și II, Sauer L. Edit. Tehnică, București, 1970;
- 24. Microtehnologii Avansate prin Prototipare Rapidă, Autori: Gh. Ion Gheorghe, Adriana Cîrstoiu, Doru Dumitru Palade, Alexandru Moldovanu, Dan Ciobota, Adrian Pacioga, ISBN 978-606-8261-27-0, Ed. CEFIN, 2018;
- 25. Ingineria Cyber-Mecatronică și Clatronică, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN 978-606-8261-26-3, Ed. CEFIN, 2017;
- 26. Ingineria Cyber-MixMecatronica, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN 978-606-8261-24-9, Ed. CEFIN, 2016;
- 27. Mecatronica & Sistemele Cyber Mecatronice, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN 978-606-8261-22-5, Ed. CEFIN, 2015;
- 28. Micronanoingineria Adaptronica, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN 978-606-8261-21-8, Ed. CEFIN, 2014;
- 29. Adaptronica Sistemelor Inteligente, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN: 978-973-720-509-4, Ed. AGIR, 2014;
- 30. Micronanoingineria Integronica Inteligenta, autor: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe I. Gheorghe, ISBN: 978-973-720-538-4, Ed. AGIR, 2014;
- MicroNanoIngineria MEMS & NEMS Inteligente, Autori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe Ion Gheorghe, Ing. Anghel Constantin, Ing. Sergiu Dumitru, ISBN: 978-606-8261-18-8, Editura CEFIN, 2013;
- 32. Mecatronica, Integronica si Adaptronica, Autori: Prof. univ. dr. ing. Gheorghe Ion Gheorghe; Simona Istriteanu, Veronica Despa, Alexandru Constantinescu, Adrian Voicu, ISBN: 978-606-8261-17-1, Ed. CEFIN, 2012;
- 33. Evolutia Industriei Prelucratoare / The evolution of the manufacturing industry, autori: Prof. Univ. Euring. Dr. Ing. Gh. Ion Gheorghe, Ing. Anton Vieru, Ing. Cristina Marinescu, Dr. Ing. Iulian Munteanu, Ing. Valentin Gornoava, ISBN: 978-606-8261-08-9, Ed. CEFIN; 2010;
- 34. Ingineria Instrumentatiei reeditare, autori: Dr. ing. Gheorghe Ion Gheorghe, Prof.dr. ing. Francisc Kovacs, Dr. ing. Doru Dumitru Palade, Drd. Ing. Ioan Popa, Prof. dr. ing. Valentin Pau; ISBN: 978-606-8261-02-7; Ed. CEFIN; 2010;
- 35. Tehnica masurarii Inteligente reeditare, autori: Prof. univ. dr. ing. Gh. Ion Gheorghe, ISBN: 978-606-8261-03-4; Ed. CEFIN; 2010;
- 36. Ingineria Sistemelor si Informatiei reeditare; autori: Prof. Univ. Euring. Dr. Ing. Gh. Ion Gheorghe, Prof. Dr. Ing. D.D.Palade, Dr. Ing. Ulm Spineanu, Prof. univ. dr. ing. Valentin Pau; ISBN: 978-606-8261-04-1; Ed. CEFIN; 2010;
- 37. Strategia industriei electrotehnice, electronice si mecanicii fine pentru dezvoltarea productiei in valoare adăugată mare • Stadiul actual al sectorului ind. de aparate si instrumente medicale; de aparate de măsură și control electrice și neelectrice (2005-2008), autor: Prof. Univ. Euring. Dr. Ing. Gh. Ion Gheorghe; ISBN: 978-606-8261-05-8; Ed. CEFIN; 2010;
- 38. Strategiile, direcțiile, măsurile şi orientările sectorului industrial de Mecanică Fina şi Mecatronică în vederea creşterii competitivității şi a valorii adăugate în contextual alinierii la U.E, , autor: Prof. Univ. Euring. Dr. Ing. Gh. Ion Gheorghe, ISBN: 978-606-8261-06-5; Ed. CEFIN; 2010;