

Dorian
Nedelcu

Digitally signed
by Dorian
Nedelcu
Date: 2018.07.30
10:21:44 +03'00'



UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU” DIN REȘIȚA

Facultatea de Inginerie și Management

Departamentul de Inginerie Mecanică și Management

TEZĂ DE DOCTORAT

*Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate
ale multiplicatoarelor de turărie*

*Research regarding the behaviour of pretensioned gears
of the speed increasing gearboxes*

Autor: Ing. Aurel BĂRA

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Conf. univ. dr. ing. Cristian Paul CHIONCEL	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Conducător de doctorat	Prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Referent	Prof. emerit dr. ing. MIRCEA BEJAN	de la	Universitatea Tehnică din Cluj Napoca
Referent	Prof. univ. dr. ing. Liviu MARȘAVINA	de la	Universitatea Politehnica Timișoara
Referent	Prof. univ. dr. ing. Doina FRUNZĂVERDE	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița
Referent	Prof. univ. dr. ing. Gilbert-Rainer GILLICH	de la	Universitatea „Eftimie Murgu” din Reșița

PREFATĂ

Prezenta teză de doctorat intitulată „*Cercetari privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turație*“ , reprezintă o sinteză a activității de cercetare teoretică și experimentală efectuată de către autor în domeniul angrenajelor pretensionate de la multiplicatoarele de turație. Teza parurge un ciclu complet de proiectare constructiv-funcțională / execuție / cercetare experimentală, obiectul supus cercetării fiind un multiplicator de turație.

Teza debutează cu prezenta **Prefață**, cu un **Cuprins**, urmat de **Listă figuri**, **Listă tabele** și **Listă notații**.

Capitolul 1 sintetizează stadiul actual al cercetărilor în domeniul pretensionării angrenajelor respectiv în domeniul multiplicatoarelor de turație.

Capitolul 2 prezintă obiectivele tezei de doctorat.

Capitolul 3 prezintă modul de alegere a soluție constructive a multiplicatorului de turație. În acest capitol sunt prezentate principalele elemente geometrice ale danturilor angrenajelor multiplicatorului de turație, modul de calcul al forțelor care acționează asupra danturilor în timpul funcționării precum și calculul solicitărilor care apar în aceste angrenaje. Este de asemenea prezentat modul de calcul al coeficientului de siguranță la solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui cu și fără a lăua în considerare forțele de pretensionare induse la baza dintelui prin operația de pretensionare. Acest capitol analizează studiul influenței ecrusării asupra comportării mecanice a dintilor angrenajelor prin simulare numerică. Analiza de tip static asupra angrenajelor a fost efectuată prin simulare numerică cu elemente finite, utilizând modulul Simulation din SolidWork.

Capitolul 4 prezintă aspecte referitoare la ecrusarea angrenajelor multiplicatorului de turație. În vederea studierii comportamentului angrenajelor pretensionate, au fost executate mai multe angrenaje, ecrusate ulterior cu diferite intensități. De asemenea în acest capitol se prezintă modul și metodele de măsurare a tensiunilor reziduale, măsurători efectuate pe plăcile de test ALMEN.

Capitolul 5 prezintă concepția standului de încercări și se detaliază elementele componente ale acestuia. În vederea efectuării testelor au fost executate un numar de trei seturi de angrenaje. Două dintre aceste seturi au fost ecrusate cu diferite intensități, iar cel de al treilea set nu a fost supus operației de ecrusare. În aceleași condiții au fost efectuate teste pe toate aceste angrenaje. Au fost monitorizați un număr semnificativ de parametri. Capitolul se finalizează prin prezentarea rezultatelor sub formă numerică și grafică.

Capitolul 6 prezintă concluzii finale, contribuții personale, direcții viitoare de cercetare și diseminarea rezultatelor

Teza se încheie cu **Bibliografie** și o **Anexă** în care sunt prezentate rezultatele măsurătorilor efectuate pe angrenajele pretensionate și nepretensionate.

Teza se întinde pe 162 de pagini și conține: 105 figuri (inclusiv poze), 18 tabele, 59 relații și 116 referințe bibliografice.

Doresc să-mi exprim pe această cale, profunda mea recunoștință conducătorului științific, domnului prof. dr. ing. Dorian Nedelcu, pentru orientarea și îndrumarea în munca de cercetare și pentru analiza cu înalt profesionalism a conținutului lucrării.



Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turătie

Îmi exprim gratitudinea față de domnii prof. emerit dr. ing. Mircea Bejan și prof. univ. dr. ing. Liviu Marșavină de la Universitatea Tehnică din Cluj Napoca respectiv Universitatea Politehnica din Timișoara, care, în calitate de referenți științifici, au contribuit prin sugestii și observații competente la îmbunătățirea conținutului tezei.

De asemenea, doresc să mulțumesc doamnei prof. dr. ing. Doina Frunzăverde, pentru suportul, colaborarea și condițiile oferite pe durata derulării activităților de doctorat.

Doresc să adresez mulțumirile mele domnului prof. dr. ing. Gilbert-Rainer Gillich și domnului dr. ing. Cornel Mitulețu, pentru colaborarea și asistența tehnică oferită pe durata efectuării măsurătorilor.

Un cuvânt de mulțumire adresez pentru suportul acordat domnului prof. dr. ing. Constantin Viorel Câmpian, manager general al centrului de cercetare Centrul de Cercetari în Hidraulică, Automatizări și Procese Termice din Reșița (CCHAPT).

Adresez mulțumiri colegilor de la Facultatea de Inginerie și Management care au participat la examenele și referatele susținute, aducând observații și sugestii utile în vederea îmbunătățirii conținutului tezei: domnului conf. Călin Micloșină, domnului prof. dr. ing. Gheorghe Popovici, domnului șef lucr. habil Zoltan-Iosif Korka, șef lucr. dr.ing. Cornel Hațegan.

Un cuvânt de mulțumire adresez colegilor mei din S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile pentru sprijinul acordat. Mulțumesc de asemenea domnului ing. Adrian Balaci, de la S.C. Resita Reductoare si Regenerabile S.A. de a cărui colaborare și competență am beneficiat pe parcursul elaborării tezei.

În final, aduc mulțumiri familiei mele, pentru înțelegerea și sprijinul acordat pe întreg parcursul elaborării acestei teze de doctorat.

Reșița, 2018
Drd. ing. Băra Aurel

CUPRINS

Prefață	2
Listă figuri	6
Listă tabele	10
Listă notății	11
Cap. 1 STADIUL ACTUAL PRIVIND DOMENIUL PRETENSIONĂRII ANGRENAJELOR MULTIPLICATOARELOR DE TURĂIE	14
1.1 Generalități	14
1.2 Determinarea intensității de pretensionare	18
1.3 Ridicarea curbei de saturăție	18
1.4 Acoperirea	20
1.5 Mărimea și variabilitatea alicelor utilizate la operația de pretensionare	21
1.5.1 Dimensiunile nominale ale alicelor	22
1.5.2 Duritatea alicelor din oțel	23
1.5.3 Materiale din care se execută alicele din oțel	23
1.5.4 Forma alicelor	24
1.6 Multiplicatoare de turătie	25
1.6.1 Generalități	25
1.6.2 Forme constructive și clasificarea mecanismelor cu roți dințate	25
1.6.3 Elementele geometrice ale angrenajelor multiplicatoarelor de turătie	27
1.6.4 Forțele care acționează în angrenajele cilindrice cu dantură înclinată	30
1.6.5 Solicitările care apar în angrenajele cilindrice cu dantura înclinată	31
1.7 Materiale folosite la construcția roților dințate și tratamente termice aplicate	37
1.8 Tipuri de tratament termic primar și secundar	39
1.9 Concluzii	44
Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT	45
Cap. 3 PROIECTAREA CONSTRUCTIVĂ A MULTIPLICATORULUI DE TURĂIE ȘI DETERMINARE PRIN SIMULARE NUMERICĂ A INFLUENȚEI PRETENSIONĂRII ASUPRA ANGRENAJELOR DINȚATE	46
3.1 Alegerea soluției constructive pentru multiplicatorul tip AV 11,25	46
3.2 Calculul geometric al angrenajelor multiplicatorului de turătie tip AV 11,25. Calculul de verificare al angrenajelor din punct de vedere al solicitării de contact și al solicitării la încovoiere la baza dintelui	51
3.3 Determinarea prin simulare numerică a influenței pretensionării angrenajelor dințate	65
3.4 Concluzii	70
Cap. 4 PRETENSIONAREA ANGRENAJELOR MULTIPLICATORULUI DE TURĂIE AV 11,25	72
4.1 Pretensionarea angrenajelor multiplicatorului AV 11.25	72
4.2 Determinarea tensiunilor remanente din plăcile de test ALMEN	79
4.2.1 Prezentarea generală a difractometrului Ultima IV	79

4.2.2 Goniometrul Ultima IV (sistemul de 285 mm) – cu CBO	80
4.2.3 Sisteme optice	82
4.3 Măsurarea tensiunilor reziduale	83
4.3.1 Principiile măsurătorii	83
4.3.2 Metoda de măsurare și relația de calcul a tensiunii	85
4.3.3 Metoda fasciculului paralel	88
4.4 Concluzii	90
Cap. 5 CERCETĂRI EXPERIMENTALE PE ANGRENAJE ÎN VARIANTELE PRETENSIONATE ȘI NEPRETENSIONATE	91
5.1 Considerații generale privind standurile de încercări	91
5.2 Standuri de încercare cu flux energetic deschis	91
5.3 Standuri de încercare cu flux energetic închis	92
5.4 Standul de încercare al multiplicatorului AV11,25	93
5.4.1 Alegerea transmisiei	94
5.4.2 Alegerea sistemului de încărcare a multiplicatorului	104
5.4.3 Calculul momentului de frânare	106
5.4.4 Alegerea mașinii de antrenare	106
5.4.5 Alegerea sistemului de măsurare a momentului de frânare	106
5.4.6 Efectuarea testelor	108
5.5 Analiză microstructură pe probe prelevate din pinioane pretensionate respectiv nepretensionate	126
5.6 Calculul de eficiență comparativ al execuției pinioanelor	128
5.7 Concluzii	130
Cap. 6 CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE. DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR	132
6.1 Concluzii finale	132
6.2 Contribuții personale	133
6.3 Directii viitoare de cercetare	135
6.4 Diseminarea rezultatelor	136
BIBLIOGRAFIE	139
ANEXA I - Valorile amplitudinilor accelerărilor măsurate pe pinionul ecrusiat cu intensitatea 0,356-0,457	148
ANEXA II Valorile amplitudinilor accelerărilor măsurate pe pinionul neecruisat	155
ANEXA III Valorile amplitudinilor accelerărilor măsurate pe pinionul ecrusiat cu intensitatea 0,254-0,356	158

LISTĂ FIGURI

Figura	Denumire	Pag.
1.1	Suprapunerea tensiunilor reziduale și a tensiunilor din exploatare	14
1.2	Îmbunătățirea rezistenței la oboseală prin ecrusare cu alice	15
1.3	Evoluția limitei de rezistență la oboseală funcție de tensiunea medie	16
1.4	Determinarea curbei intensității	17
1.5	Curba de saturatie	18
1.6	Dispozitiv măsurare plăcuțe test ALMEN	19
1.7	Suportul cu plăcuță de încercare Almen	19
1.8	Ridicarea curbei de saturatie	20
1.9	Metoda de dimensionare a alicelor-sfera echivalentă	22
1.10	Dimensiunile alicelor	22
1.11	Forme constructive de angrenaje cu roți dințate	27
1.12	Elementele geometrice ale angrenajelor multiplicatoarelor de turăție	28
1.13	Elemente ale angrenajelor multiplicatoarelor de turăție	28
1.14	Elemente geometrice ale angrenajelor	29
1.15	Forțele în angrenajul cilindric cu dantură înclinată	30
1.16	Schema solicitării statice a dintelui	32
1.17	Neuniformitatea și concentrarea tensiunii statice la racordarea rădăcinii dintelui și pe lungimea dintelui	35
1.18	Modul de amorsare și propagare a ruperilor	37
1.19	Puterea specifică minimă necesară la intrarea în generator în funcție de diametru piesei	42
3.1	Multiplicatorul AV 11,25	46
3.2	Sectiune prin multiplicatorul AV 11,25	47
3.3	Dimensiuni principale ale carcasei multiplicatorului AV 11,25	47
3.4	Carcasă superioară, intermediară, cuplaj	48
3.5	Arborii multiplicatorului AV 11,25	50
3.6	Roată dințată	50
3.7	Pinion ieșire	51
3.8	Geometrie arbore pinion ieșire	65
3.9	Discretizarea geometriei arbore pinion ieșire în 171895 elemente finite	65
3.10	Condițiile de frontieră aplicate asupra geometriei arbore pinion ieșire	66
3.11	Forța de pretensionare calculată de 4860 N	66
	Zona tensiunii maxime	
3.12	la baza dintelui	67

Figura	Denumire	Pag.
3.13	Arbore pinion ieșire - fără pretensionare - $\sigma_{\text{von Mises}}=528,27 \text{ MPa}$ Ft = 17333 N Fr = 6779 N	68
3.14	Arbore pinion ieșire - fără pretensionare- $\delta_{\max}=0,031 \text{ mm}$ Ft = 17333 N Fr = 6779 N	68
3.15	Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 45 MPa - $\sigma_{\text{von Mises}}=513,76 \text{ MPa}$ Ft = 17333 N Fr = 6779 N	68
3.16	Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 45 MPa – $\delta_{\max}=0,030 \text{ mm}$ Ft = 17333 N Fr = 6779 N	68
3.17	Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 95 MPa - $\sigma_{\text{von Mises}}=497,71 \text{ MPa}$ Ft = 17333 N Fr = 6779 N	68
3.18	Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 95 MPa – $\delta_{\max}=0,028 \text{ mm}$ Ft = 17333 N Fr = 6779 N	68
3.19	Arbore pinion ieșire - fără pretensionare - $\sigma_{\text{von Mises}}=451 \text{ MPa}$ Ft = 14747 N Fr = 5450 N	69
3.20	Arbore pinion ieșire - fără pretensionare – $\delta_{\max}=0,027 \text{ mm}$ Ft = 14747 N Fr = 5450 N	69
3.21	Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 45 MPa - $\sigma_{\text{von Mises}}=436,49 \text{ MPa}$ Ft = 14747 N Fr = 5450 N	69
3.22	Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 45 MPa – $\delta_{\max}=0,025 \text{ mm}$ Ft = 14747 N Fr = 5450 N	69
3.23	Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 95 MPa - $\sigma_{\text{von Mises}}=420,44 \text{ MPa}$ Ft = 14747 N Fr = 5450 N	69
3.24	Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 95 MPa – $\delta_{\max}=0,024 \text{ mm}$ Ft = 14747 N Fr = 5450 N	69
4.1	Dispozitiv de pretensionare	72
4.2	Roata dințată z=88	73
4.3	Dispozitiv pretensionare roată dințată	73
4.4	Pinion dințat z=22	74
4.5	Dispozitiv pretensionare pinion dințat	74
4.6	Difractometru RikacuUltima IV	79
4.7	Goniometrul Ultima IV	80
4.8	Reprezentarea $2\theta - \sin^2 \psi$	85
4.9	Metoda ψ constant ($\theta-2\theta$ sincronizate) respectiv ψ_0 constant (θ fix)	88
4.10	Poziția probei în metoda fasciculului paralel	88
4.11	Măsurare tensiuni remanente plăci de test ALMEN	89
5.1	Schema de principiu a standurilor cu flux energetic deschis	91
5.2	Stand încercare angrenaje	93
5.3	Dimensiunile de gabarit ale multiplicatorului	94
5.4	Multiplicator AV 11,25	95
5.5	Carcasa multiplicatorului AV 11,25	95
5.6	Sectiune prin carcasa multiplicatorului AV 11.25	96

Figura	Denumire	Pag.
5.7	Dimensiunile arborelui de intrare	96
5.8	Roată dințată de intrare	97
5.9	Arbore pinion de ieșire	97
5.10	Arbore pinion de ieșire	97
5.11	Pompa Moog - Secțiune	104
5.12	Pompa Moog - Dimensiuni	104
5.13	Schema standului de testare	105
5.14	Flanșă torsiomerică tip T10 FS și modulul de culegere a datelor tip MP 60	107
5.15	Stand încercări	107
5.16	Accelerometru montat pe multiplicatorul AV 11,25	108
5.17	Flansa torsiomerică și modulul de citire MP 60	108
5.18	Sistem de reglare și citire a presiunii	109
5.19	Variația momentului, presiunii, turației, temperaturii, frecvenței, amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 1	111
5.20	Variația momentului funcție de timp pentru angrenajului pretensionat – set 1	112
5.21	Variația presiunii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 1	112
5.22	Variația turației funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 1	112
5.23	Variația temperaturii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 1	113
5.24	Variația frecvenței funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 1	113
5.25	Variația amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat – set 1	113
5.26	Măsurare angrenajelor pe mașina de control	114
5.27	Diagrame măsurare pinion - set 1	115
5.28	Diagrame măsurare roată - set 1	115
5.29	Variația momentului, presiunii, turației, temperaturii, frecvenței, amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 2	117
5.30	Variația momentului funcție de timp pentru angrenajului pretensionat – set 2	117
5.31	Variația presiunii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 2	117
5.32	Variația turației funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 2	118
5.33	Variația temperaturii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 2	118
5.34	Variația frecvenței funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 2	118
5.35	Variația amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat – set	119

Figura	Denumire	Pag.
2		
5.36	Pinion z=22 cu dantura ruptă	119
5.37	Variația momentului, presiunii, turației, temperaturii, frecvenței, amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 3	121
5.38	Variația momentului funcție de timp pentru angrenajului pretensionat – set 3	121
5.39	Variația presiunii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 3	122
5.40	Variația turației funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 3	122
5.41	Variația temperaturii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 3	122
5.42	Variația frecvenței funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - set 3	123
5.43	Variația amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat – set 3	123
5.44	Diagrame măsurare pinion-set 3	124
5.45	Diagrame măsurare roată-set 3	124
5.46	Variația amplitudinilor angrenajelor funcție de timp	125
5.47	Pinioane controlate cu lichide penetrante	126
5.48	Probe prelevate din pinioane	126
5.49	Aspect metalografic pe proba nepretensionată – setul 2 - cu evidențierea fisurilor	127
5.50	Aspect metalografic pe proba pretensionată - 0,254-0,356 – setul 3 - cu evidențierea fisurilor	127
5.51	Aspect metalografic pe proba pretensionată - 0,356-0,457 – setul 1 - cu evidențierea fisurilor	128

LISTĂ TABELE

Tabel	Denumire	Pag.
1.1	Dimensiunile alicelor folosite la operația de pretensionare	22
1.2	Compoziția chimica a materialelor alicelor	23
1.3	Verificare formă alicee	24
1.4	Coeficientul de concentrare a tensiunilor în raza de racordare B_k	36
1.5	Temperaturi de austenitizare recomandate la călirea CIF	43
3.1	Compoziția chimica S355 JR	48
3.2	Calculul geometric al danturilor	52
3.3	Centralizator rezultate simulare	67
4.1	Curbă saturatie pinion cu intensitate 0,254 - 0,356	75
4.2	Curbă saturatie roată cu intensitate 0,254 – 0,356	76
4.3	Curbă saturatie pinion cu intensitate 0,356 - 0,457	77
4.4	Curbă saturatie roată cu intensitate 0,356 - 0,457	78
4.5	Părți componente ale difractometrului Rikacu Ultima IV	80
4.6	Elemente constructive Goniometru Ultima IV	81
4.7	Timpi de focalizare	82
4.8	Tabel cu constante folosite în măsurători de tensiuni reziduale	86
4.9	Tensiuni remanente după pretensionare	89
5.1	Date geometrice conform DIN 3960	98
5.2	Clasa de precizie. Abateri	99
5.3	Calculul rezistenței la piciorul dintelui pentru varianta nepretensionată	100
5.4	Solicitările la piciorul dintelui și coeficienții de siguranță luând în considerare forțele de pretensionare	103
5.5	Dimensiunile pompei Moog	105
5.6	Caracteristici tehnice motor antrenare	106
5.7	Raport teste angrenajului pretensionat - setul I 23.03.2018-30.03.2018	110
5.8	Raport teste angrenajului nepretensionat - setul 2 04.04.2018-05.04.2018	116
5.9	Raport teste angrenajului pretensionat - setul 3 12.04.2018-14.04.2018	120
5.10	Calcul duratei de timp la TT cementare-călire	129
5.11	Calculul prețului pentru cele două variante	130

LISTĂ NOTAȚII

Notație	Denumire
σ_a	Tensiunea admisibilă
σ_m	Tensiunea medie a solicitării la oboseală
σ_D	Limita de rezistență la oboseală la întindere
R_m	Tensiunea reziduală măsurată
α	Coeficient ce ține seama de caracteristicile materialului
i_{12}	Raport de transmitere
n_1	Turăția la treapta de intrare
n_2	Turăția la treapta de ieșire
ω_1	Viteza unghiulară la treapta de intrare
ω_2	Viteza unghiulară la treapta de ieșire
z	Numărul de dinți
m	Modulul
D_d	Diametrul de divizare
h_a	Înălțimea capului dintelui
h_f	Înălțimea piciorului dintelui
c	Jocul radial
b	Lățimea danturii
p	Pasul danturii
d_a	Diametrul de cap
d_f	Diametrul de picior
d_w	Diametrul de divizare
d_b	Diametrul de bază
F_t	Forța tangențială
F_r	Forța radială
F_a	Forța axială
F_n	Forța normală
K_A	Coeficientul de repartizare a sarcinii pe dinți
K_{Fa}	Coeficientul de repartizare a sarcinii pe lățimea danturii
K_V	Coeficientul de încărcare dinamică
K_{Fa}	Coeficientul repartitiei frontale a sarcinii pentru calculul la piciorul dintelui
σ_F	Solicitarea la piciorul dintelui
σ_{F0}	Solicitarea nominală la piciorul dintelui în condiții statice
y_F	Factorul de formă
y_S	Factorul de corecție al danturii

Notație	Denumire
$y\beta$	Factorul înclinării dintelui
yB	Factorul grosimii obezii roții dințate
yDT	Factorul de adâncime al dintelui
F_t	Forța tangențială nominală pe cercul de angrenare
b	Lățimea danturii
mn	Modulul normal
αFG	Rezistența limită la încovoiere la piciorul dintelui
SF	Coeficientul de siguranță la solicitarea de încovoiere
SF_{min}	Solicitarea nominală minimă
αFE	Solicitarea admisibilă la încovoiere
Y_{0relT}	Coeficientul de suport
Y_{RrelT}	Coeficientul de suprafață
YX	Coeficientul de mărime
YST	Factorul de corecție al solicitării
F_{optim}	Frecvența optimă
σ	Tensiunea von Mises
C_f	Coeficientul de siguranță
δ	Deformație maximă
λ	Lungime de undă
d	Distanța interplanară
θ	Unghiul de difracție
n	Număr întreg reprezentând ordinul de difracție
E	Modulul de elasticitate al lui Young
ν	Coeficient Poisson
$\theta_{\psi X}$	Unghiul de difracție al radiațiilor X
θ_0	Unghiul de difracție corespunzător probei netensionate
V	Debitul pompei
P	Presiunea
η	Randamentul hidro-mecanic
C_T	Costul total
Ac	Cost achiziții
Mc	Cost prelucrare
F_c	Cost fix
C_c	Cost colaborări externe
R_{MC}	Costul materiilor prime și materialelor
T_c	Costul transportului aferent achizițiilor

Notație	Denumire
L_c	Costul cu forța de muncă
U_c	Costul utilităților
H_{Tc}	Costul aferent tratamentelor termice
P	Prețul
P_r	Profit.

Cap. 1 STADIUL ACTUAL PRIVIND DOMENIUL PRETENSIONĂRII ANGRENAJELOR MULTIPLICATOARELOR DE TURĂIE

1.1 Generalități

Rezistența la oboseală a pieselor metalice este rezistența împotriva ruperii la oboseală, ca rezultat a sarcinilor fluctuante. O rezistență redusă la oboseală duce la distrugerea prematură a angrenajelor dințate.

Prin ecrusare fiecare alică acționează ca un minuscul ciocanel, făcând mici urme de lovituri în suprafața metalului și întinzând suprafața radială a fibrelor.

Dacă o bandă subțire de oțel este ecrusată doar pe o parte, întinderea fibrelor de suprafață vor face ca banda să ia o formă curbată. În **figura 1.1** se prezintă suprapunerea tensiunilor reziduale respectiv a tensiunilor de exploatare. Suma acestor curbe este legată de suma tensiunilor de compresiune [16].

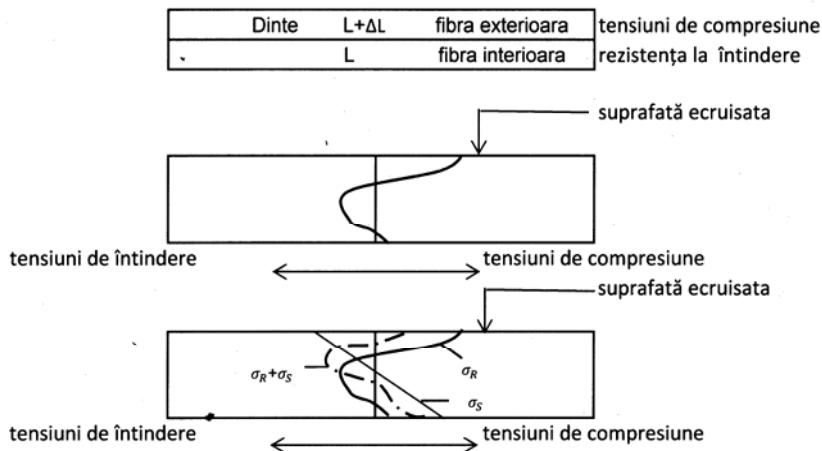


Figura 1.1. Suprapunerea tensiunilor reziduale și a tensiunilor din exploatare

Tensiunile de compresiune influențează rezistența angrenajelor. În literatura de specialitate, [67], [38], [60], [92], [42], [41], [40], [31], [45], este prezentată importanța pretensionării prin ecrusare asupra angrenajelor, acestea fiind piesele cărora, după arcuri, li se aplică cel mai des acest tratament.

Pretensionarea efectuată la fundul danturii îmbunătățește considerabil rezistența la oboseală [84], [89], prin inducerea unor tensiuni de compresiune. În cele mai multe cazuri s-a studiat ecrusarea materialelor supuse unor tratamente termochimice. Atât Solod [88]

cât și Guimiar Renault [22] au studiat pretensionarea materialelor nitrurate respectiv a materialelor cementate, materiale cu caracteristici mecanice ridicate. De asemenea au fost efectuate studii pe oțelul carbonitrurat 27CD4 [55], pe aliaje de magneziu (AZ 80) [23], [aco], pe materialul ZK60-T5 [24], pe aliaje de Cu-Ni, [acr], pe oțel SAE 9245 (oțel folosit pentru execuția arcurilor) [62], pe oțelul 4340 (echivalent cu 34CrNiMo4) [91], [90], [33], [101], pe oțeluri înalt aliate cu Cr [87], aliaje de titan [56], [1], [102].

Junji Sakamoto [83], a studiat efectul ecrusării asupra unui otel carbon cu următoarea compoziție chimică (%): C-0,45, Si-0,77, Mn-0,54, S-0,32, Al-1,32, Cr-0,15, Ni-0,33, Cu-0,23, iar V. Llaneza și F.J. Belzunce [57] au studiat efectul pretensionării asupra materialelor îmbunătățite.

De asemenea, Mouna Baklouti [7] a studiat impactul tratamentelor de durificare prin pretensionare asupra rezistenței la oboseală. În [25], [64], [65], [85], [86], [66], sunt recomandări cu privire la deformarea plastică a suprafețelor prin pretensionare în vederea atingerii limitei maxime la oboseală.

Dacă o piesă este supusă simultan unor tensiuni remanente de compresiune σ_R și unor tensiuni de exploatare σ_S , atunci tensiunea totală la care piesa va fi supusă va fi $\sigma_R + \sigma_S$ (figura 1.1) [67].

Efectul introducerii tensiunilor remanente de compresiune conduce la creșterea rezistenței la oboseală (figura 1.2) [76].

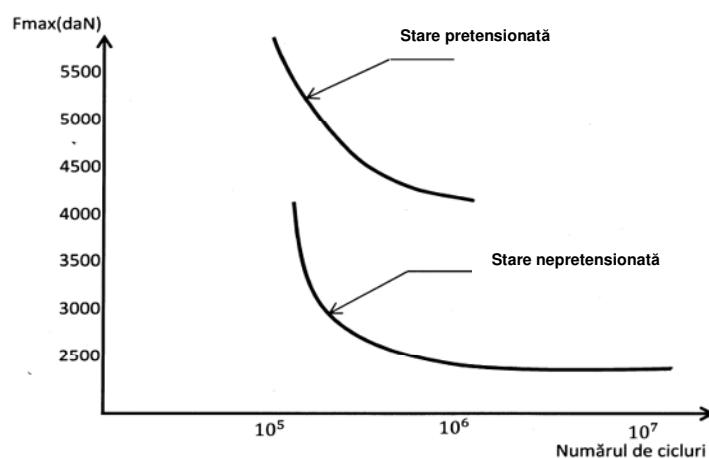


Figura 1.2. Îmbunătățirea rezistenței la oboseală prin pretensionare cu alice

Pentru cuantificarea influenței tensiunilor remanente asupra limitei de rezistență la oboseală se utilizează diagramele lui Haigh sau Goodman, figura 1.3, [67], [29].

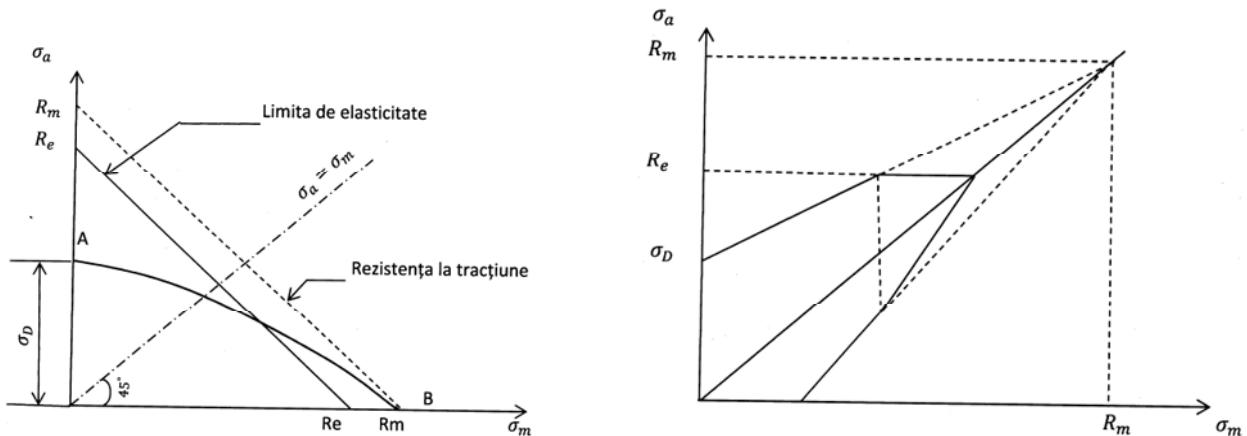


Figura 1.3. Evoluția limitei de rezistență la oboseală funcție de tensiunea medie

În cazul solicitării la oboseală, în absența tensiunilor remanente, amplitudinea tensiunii admisibile se poate scrie sub forma [67]:

$$\sigma_a = \sigma_D - \frac{\sigma_D}{R_m} \cdot \sigma_m \quad (1.1)$$

În prezența tensiunilor remanente, tensiunea admisibilă este [67]:

$$\sigma_a = \sigma_D - \frac{\sigma_D}{R_m} (\sigma_m - \sigma_R) \quad (1.2)$$

în care:

σ_m - este tensiunea medie a solicitării la oboseală;

σ_d - limita de rezistență la oboseală la întindere;

R_m – tensiunea remanentă măsurată.

Dar [67]:

$$\sigma_a = \sigma_D - \alpha \cdot \sigma_R \quad (1.3)$$

unde:

α – coeficient ce ține seama de caracteristicile materialului.

Săgeata unei benzi pretensionate poate fi măsurată cu o curbă specială (curba Almen) exprimată în milimi de inchi și care depinde de [16]:

- mărimea alicei;
- materialul alicei;
- viteza alicei;
- distanța între piesă și duză;

- unghiul de impact;
- timpul de alicare;

Dacă mărimea, materialul, distanța și unghiul sunt constante, timpul și viteza determină înălțimea arcului [16].

Prin pretensionarea (ecruișarea) unor plăci de oțel denumite plăci de testare Almen, cu o viteză constantă de alicare corespunzătoare unei presiuni de aer constantă, graficul se prezintă ca cel din **figura 1.4** [16]. La un anumit timp de expunere, se observă că înălțimea arcului nu mai crește. La acest punct acoperirea este atinsă, ceea ce înseamnă că fiecare punct de pe suprafața plăcii de test a fost lovită. Înălțimea arcului în acest punct reprezintă intensitatea de pretensionare [16].

Acoperirea completă sau acoperirea de 100 %, este foarte importantă deoarece indică faptul că peste tot tensiunile de compresiune sunt uniforme [16].

O pretensionare mai lungă decât cea necesară pentru acoperirea completă este periculoasă [16], deoarece poate duce la eliminarea tensiunilor de compresiune induse inițial.

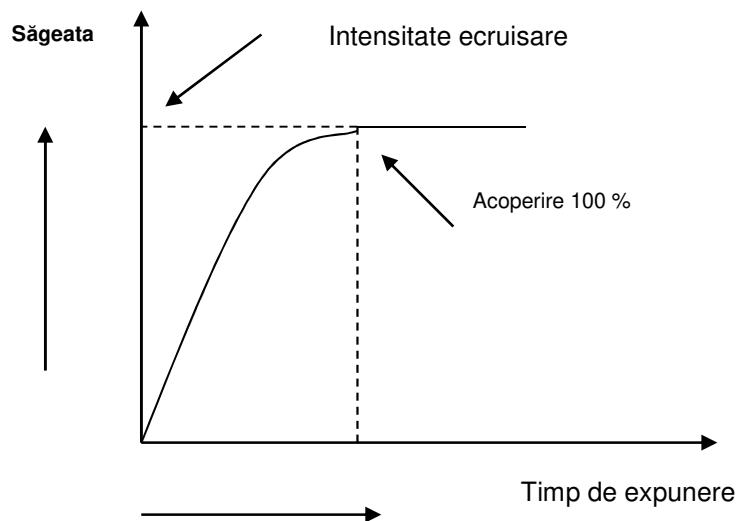


Figura 1.4 Determinarea curbei intensității

Principalii doi parametri ai pretensionării sunt: acoperirea și intensitatea ecruișării [48].

1.2 Determinarea intensității de pretensionare

Intensitatea pretensionării este atinsă când dublul timpului de pretensionare nu va duce la creșterea arcului cu mai mult de 10 % [16], [115], [112], [107], [53], **figura 1.5.**

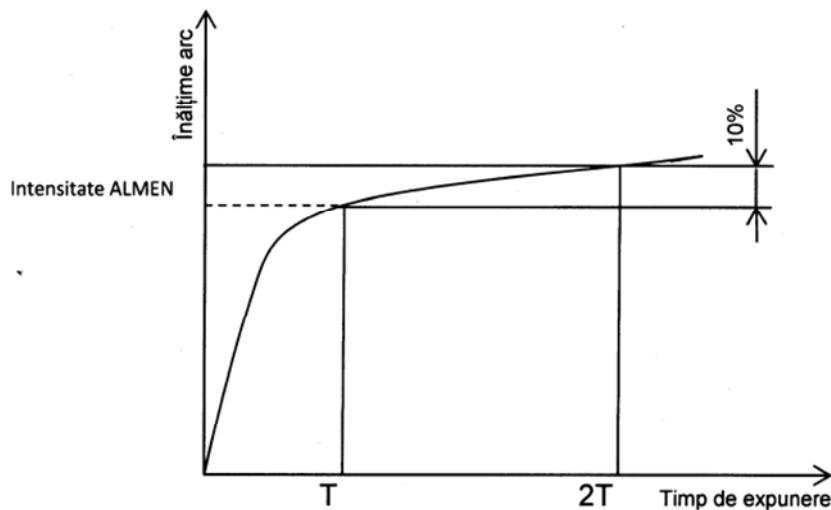


Figura 1.5. Curba de saturatie

Singurul parametru care determină intensitatea este viteza alicei, iar ceilalți parametri trebuie menținuți constanti. Timpul de expunere necesar este timpul când a fost atinsă acoperirea de 100 % [16]. Efectul intensității asupra tensiunilor reziduale a fost studiat și de alți autori [91], [34], [2]. De asemenea, o importanță deosebită a fost acordată fenomenului de relaxare, fenomen care poate să apară din mai multe cauze: defecte de material induse [47], proprietățile mecanice ale materialului, încărcările aplicate și numărul ciclurilor de funcționare [81], [28], [106], [75], [3], [105], [63], temperatura [32], [104].

1.3. Ridicarea curbei de saturatie

Dacă o piesă necunoscută trebuie pretensionată, trebuie ridicată curba de saturatie, pentru a găsi viteza de alicare corectă și timpul de expunere. Pentru ridicarea acestei curbe se realizează testul, utilizându-se o epruvetă numită epruveta ALMEN [113]:

- Se verifică planeitatea benzii de testare ALMEN; planeitatea trebuie să fie ± 0.025 mm și se verifică cu ajutorul dispozitivului de măsurat, **figura 1.6**; dacă planeitatea este corespunzătoare atunci testul poate continua, în cazul în care abaterea este mai mare banda de test trebuie eliminată [16];

- Se măsoară înălțimea săgeții pe concavitate, **figura 1.6**, pe partea netedă a benzii pentru a elimina erorile de măsurare ca urmare a rugozității suprafetei pretensionate și valorile se pun în grafic [16], [19];

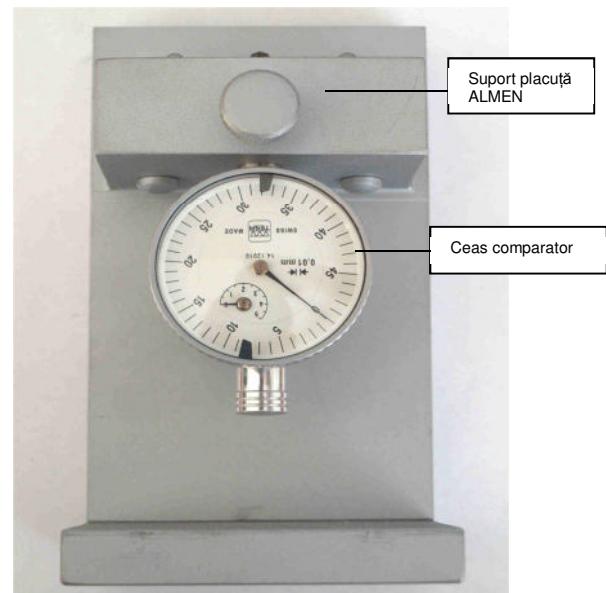
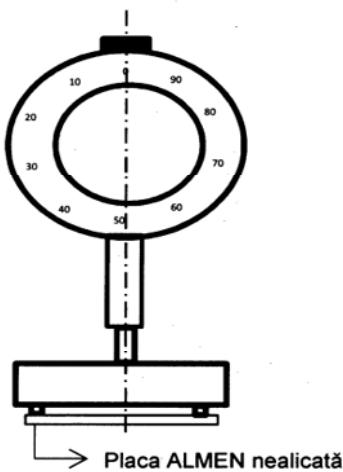


Figura 1.6. Dispozitiv măsurare plăcuțe test ALMEN

- Banda de testare ALMEN se montează pe suportul de încercare ALMEN cu ajutorul șuruburilor conform **figura 1.7** [16].
- Se pretensionează banda de testare în același mod în care se pretensionează și piesele (aceeași distanță, unghi, etc), începând cu un timp de expunere scurt [16];

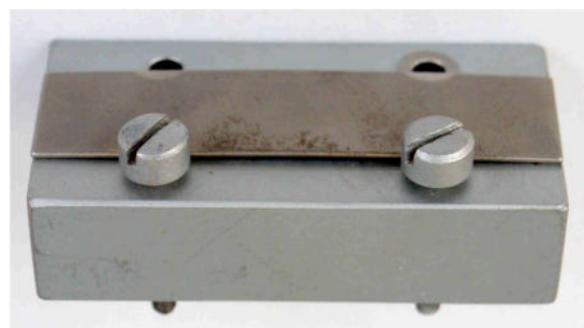
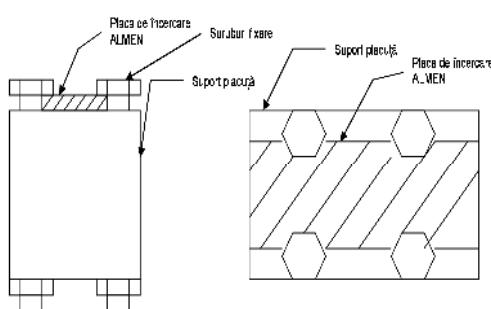


Figura 1.7. Suportul cu plăcuță de încercare Almen

- Se repetă testul de mai multe ori pentru a se putea construi curba de saturatie din **figura 1.8**; intensitatea punctului trebuie sa se încadreze în zona asymptotică (fără

modificarea vreunui parametru), iar piesele vor fi ecruisate cu aceeași parametri: viteza și timpul [16].

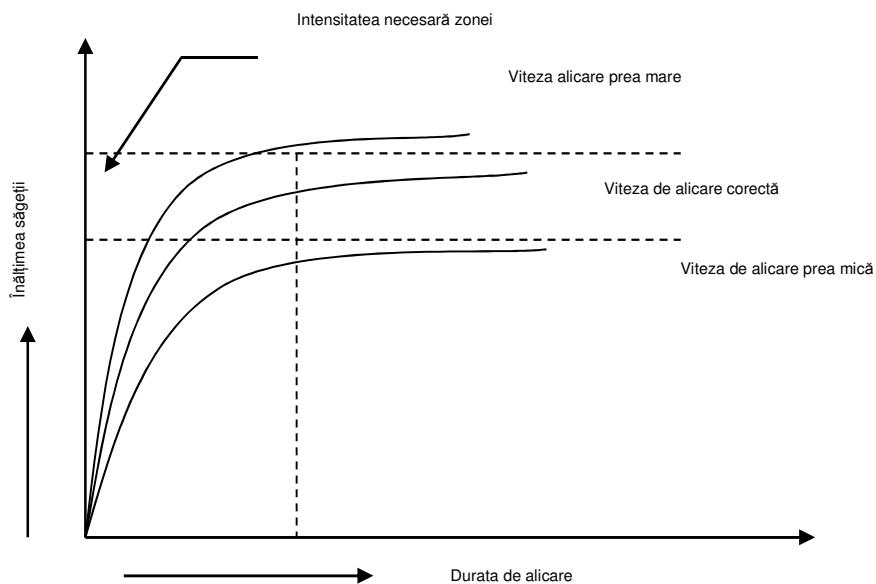


Figura 1.8. Ridicarea curbei de saturatie

1.4. Acoperirea

Timpul de saturatie este un parametru util pentru stabilirea gradului de acoperire. Gradul de acoperire pe o bandă de test Almen este invers proporțional cu timpul de saturatie. Prin urmare cu cât timpii de saturatie sunt mai mici, cu atât gradul de acoperire va fi mai mare [17].

Gradul de acoperire, în cazul pieselor pretensionate, nu va fi același ca în cazul benzilor de test Almen. Acest lucru este normal deoarece există o diferență între duritatea pieselor pretensionate și duritatea benzilor de test Almen. Gradul de acoperire este deci invers proporțional cu timpul de saturatie și duritatea pieselor [17].

În general acoperirea trebuie să fie 100 %, dar este permisă și o acoperire mai mare (125 %), în acest caz piesele vor fi pretensionate cu $\frac{1}{4}$ timp mai lung decât în cazul acoperirii 100 % [17]. În aplicațiile industriale este recomandat ca acoperirea să fie de 100 % în vederea creșterii duratei de viață a reperelor pretensionate (angrenajelor), [100], [59], [4], [80], [62].

Acoperirea vizuală completă este definită ca o umbră completă și uniformă pe suprafața piesei. Acoperirea este determinată prin examinarea vizuală utilizând o lupă cu putere de mărime 10 ori. Pentru determinarea gradului de acoperire se poate folosi și lichid fluorescent [17].

Examinarea acoperirii utilizând un lichid fluorescent este net superioară inspecției cu o lupă de mărire, deoarece lichidul pune în evidență suprafetele pretensionate indiferent de intensitate [17].

Determinarea gradului de acoperire prin examinare cu ajutorul microscopului optic este adoptată de cele mai importante standarde [115], [112], [107], [108], [111], [116].

Determinarea acoperirii pe materiale moi se poate face ușor deoarece adânciturile în urma pretensionării sunt vizibile. O lupă cu o putere de mărire de 10 ori este adecvată pentru aceste condiții. Oricum, în multe aplicații determinarea gradului de acoperire este mai dificilă. Găuri interioare, raze strânse, materiale cu duritate mare, suprafetele mari prezintă provocări suplimentare în determinarea gradului de acoperire. În toate aceste cazuri determinarea gradului de acoperire se face mult mai ușor utilizând lichide fluorescente și apoi examinarea pieselor sub lumina ultravioletă [17].

1.5. Mărimea și variabilitatea alicelor utilizate la operația de pretensionare

Alicele pot fi executate din diverse materiale [29]:

- aice din oțel ;
- aice din fontă;
- aice debitate din sârmă de oțel;

Alicele din oțel au o rezistență mai mare la uzare față de cele din fontă [35].

Mărimea este cea mai importantă caracteristică a alicelor din oțel. Aceasta influențează intensitatea de saturatie, gradul de acoperire și adâncimea stratului pretensionat [16].

Orice variație a mărimii alicelor este deci importantă. Foarte multe specificații tehnice definesc mărimea alicelor în termen de rezultat al cernerii [17].

Mărimea alicelor poate fi asociată însă și cu diametrul sferei. Acest lucru este convenabil deoarece:

- aicele din oțel au aproximativ formă sferică;
- sfera este figura geometrică care are doar o dimensiune.

Asocierea mărimei alicei cu diametrul sferei este bazat pe conceptul „sferei echivalente”. „Sfera echivalentă” a unei alice este aceea care are același volum și deci aceeași masă [17].

În **figura 1.9** se ilustrează diferența dintre sita de spațiere și „sfera echivalentă” ca metodă de dimensionare a alicelor.

Alicele din oțel sunt valabile în următoarele dimensiuni conform **figura 1.10** [17].

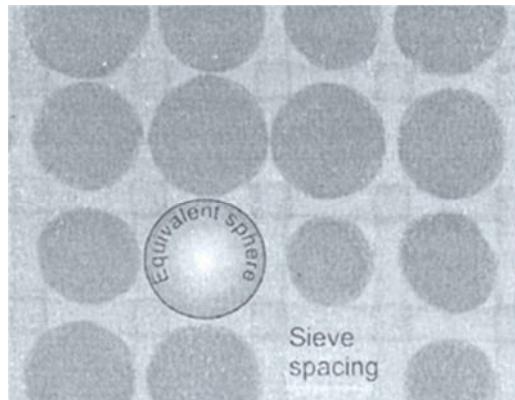


Figura 1.9. Metoda de dimensionare a alicelor-sfera echivalentă

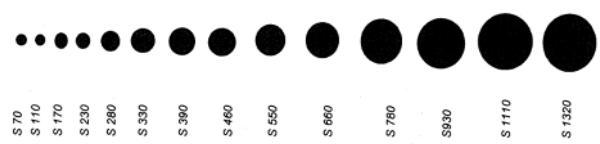


Figura 1.10. Dimensiunile alicelor

1.5.1. Dimensiunile nominale ale alicelor

Dimensiunile nominale ale alicelor dau o indicație asupra dimensiunii medii a particulelor în fiecare clasă [17].

Dacă ne asumăm că fiecare particulă este sferică și oțelul are densitatea 7860 kg/m³ atunci putem calcula masa medie a particulelor conform **tabel 1.1** [17]:

Tabelul 1.1 Dimensiunile alicelor folosite la operația de pretensionare

Clasa alicei	Diametru		Greutate mg	Granule Pe 100 g
	inch	mm		
S70	0.0070	0.1778	0.02313	4322983
S110	0.0110	0.2794	0.08976	1114037
S170	0.0170	0.4318	0.33134	301808
S230	0.0230	0.5842	0.82055	121869
S280	0.0280	0.7112	148046	67547

Clasa alicei	Diametru		Greutate mg	Granule Pe 100 g
	inch	mm		
S330	0.0330	0.8382	2.42362	41261
S390	0.0390	0.9906	4.00052	24997
S460	0.0460	1.1684	6.56441	15234
S550	0.0550	1.3970	11.22045	8912
S660	0.0660	1.6764	19.38894	5158
S780	0.0780	1.9812	32.00414	3125
S930	0.0930	2.3622	54.24643	1843
S1110	0.1110	2.8194	92.23404	1084
S1320	0.1320	3.3528	155.11154	645

1.5.2 Duritatea alicelor din oțel

Este recomandat ca duritatea alicelor din oțel să fie cuprinsă între 42 ÷ 52 HRC. În cazul în care piesele supuse pretensionării au o rezistență la rupere mai mare de 1378 N/mm² atunci este recomandat să se utilizeze alice din oțel turnat cu o duritate cuprinsă între 55 ÷ 65 HRC [17].

În [35] pentru alicele din oțel sunt specificate următoarele durități:

- 440-550 HV;
- 600-700HV.

1.5.3. Materiale din care se execută alicele din oțel

Alicele din oțel trebuie executate din materiale care respectă compoziția chimică specificată în [tabelul 1.2](#) [17].

Tabelul 1.2 Compoziția chimică a materialelor alicelor

Carbon %	Siliciu %	Magneziu		Fosfor %	Sulf %	Alte elemente
0.85÷1.20	0.40÷1.50	Mărime alice S330÷930 S230÷280	% 0.7÷1.2 0.6÷1.2	0.05 max	0.05 max	—

Carbon %	Siliciu %	Magneziu		Fosfor %	Sulf %	Alte elemente
		S170÷190 S70÷130	0.5÷1.2 0.35÷1.2			

1.5.4 Forma alicelor

Este recomandat ca alicele să aibă formă sferică. Nu sunt acceptate pentru efectuarea operațiilor de pretensionare prin alicare, alicele rupte sau cele cu muchii ascuțite.

Verificarea formei alicelor se va efectua săptămânal [17], [27]. Rezultatul verificării va fi înregistrat în conformitate cu **tabelul 1.3** [17].

Tabelul 1.3 Verificare formă alice

Mărime alice	Mărime eșantion măsurare (inch)	Mărime eșantion măsurare (mm)	Numărul maxim admisibil de alice deformate
S 930	1x1	25.4X25.4	8
S 780	1x1	25.4X25.4	11
S 660	1x1	25.4X25.4	16
S550	1x1	25.4X25.4	22
S460	1x1	25.4X25.4	32
S390	1x1	25.4X25.4	45
S330	1/2X1/2	12.7X12.7	16
S 280	1/2X1/2	12.7X12.7	23
S 230	1/2X1/2	12.7X12.7	32
S190	1/2X1/2	12.7X12.7	45
S 170	1/4X1/4	6.35X6.35	16
S 130	1/4X1/4	6.35X6.35	23
S110	1/4X1/4	6.35X6.35	32
S70	1/4X1/4	6.35X6.35	45

1.6 Multiplicatoare de turație

1.6.1 Generalități

Angrenajele dințate sunt mecanisme cu roți dințate care transmit mișcarea de la arborele conducerător la arborele condus.

Roata dințată de pe arborele conducerător se numește pinion și se rotește cu turația n_1 , iar roata dințată de pe arborele conducerător se numește roată și se rotește cu turația n_2 [8], [39], [44], [51], [18].

Angrenajele sunt transmisii mecanice răspândite datorită faptului că au randamente ridicate și pot acoperi o gamă foarte largă de turații și puteri [8].

Datorită dinților cu flancuri simetrice angrenajele pot transmite mișcarea în ambele sensuri [44], [97], [96], [98].

De asemenea, ca urmare a utilizării unor materiale înalt aliate și a unor tratamente termice specifice, aceste transmisii au gabarite foarte reduse [8].

Multiplicatoarele de turație sunt transmisii mecanice la care raportul de transmitere este subunitar. În funcție de raportul de transmisie total impus multiplicatoarele de turație pot fi construite în una sau mai multe trepte [8].

Roțile dințate care intră în componența multiplicatoarelor pot fi cu dantură dreaptă sau înclinată. Se recomandă utilizarea angrenajelor cu dantură dreaptă atunci când vitezele periferice sunt scăzute și când nu se admit forțe axiale în lagărele multiplicatorului [8].

Atunci când vitezele periferice sunt mari, adică peste 12m/s [5] iar funcționarea este silențioasă se impune utilizarea roților dințate cu dantură înclinată.

În cazul în care multiplicatoarele de turație sunt construite cu angrenaje cu dantură înclinată, lagărele multiplicatoarelor sunt dimensionate astfel încât să preia forțele din angrenare dar și forțele axiale [8].

1.6.2 Forme constructive și clasificarea mecanismelor cu roți dințate

Mecanismele cu roți dințate prezentate în [figura 1.11](#) se clasifică după următoarele criterii [21]:

- Poziția axelor
 - Angrenaje cu axe paralele **figura 1.11 a**;
 - Angrenaje cu axe concurente **figura 1.11 d**;
 - Angrenaje cu axe incruisate **figura 1.11 e-f**;
- Forma dințiilor;
 - Cu dinți drepti;
 - Cu dinți înclinați;
 - Cu dinți în V, W, Z;
 - Cu dinți curbi;
- Poziția relativă a suprafetelor de rostogolire;
 - Angrenare exterioară **figura 1.11 a, b, d, f**;
 - Angrenare interioară **figura 1.11 c**;
- Sensul de rotație;
 - În același sens **figura 1.11 c**;
 - În sens diferit **figura 1.11 a**;
- După felul contactului;
- După raportul de transmitere:
 - Felul raportului;
 - Raport de transmitere constant;
 - Raport de transmitere variabil;
 - Mărimea raportului:
 - Cu raport de transmitere $i \geq 1$ - reductor;
 - Cu raport de transmitere $i < 1$ - multiplicator;
- După mișcarea axelor;
 - Cu axe fixe;
 - Cu axe mobile;
- Profilul dințiilor;
 - Profil evolventic **figura 1.11 a**;
 - Spirală arhimedică în cazul angrenajului melc-roata melcată **figura 1.11 g**;
 - Cicloidal;
 - Linie dreaptă - numai în cazul cremalierei **figura 1.11 b**;
 - Arc de cerc;

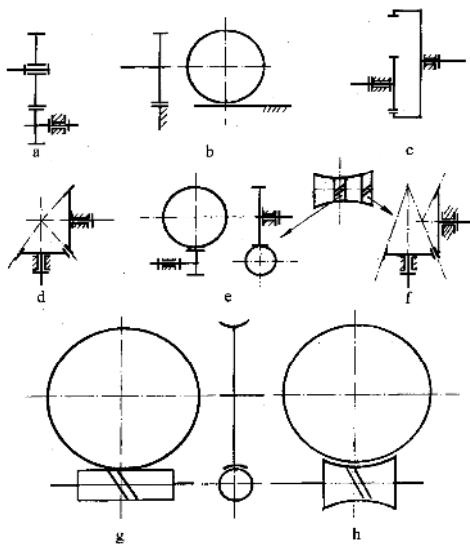


Figura 1.11. Forme constructive de angrenaje cu roți dințate

1.6.3 Elementele geometrice ale angrenajelor multiplicatoarelor de turătie

Legea angrenării

Legea angrenării, cunoscută sub numele teoria lui Willis, stabilește condiția pe care trebuie să o îndeplinească curbele de profil ale dinților aflați în contact astfel încât mișcarea să poată să fie transmisă cu un raport de transmitere constant [21].

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1.4)$$

Pentru ca două roți să transmită mișcarea de rotație cu raport de transmitere constant este necesar ca profilurile dinților să fie astfel construite astfel încât normala lor comună în punctele de contact să treacă printr-un punct fix "C" [21], (figura 1.12) de pe linia centrelor. Perechile de roți trebuie să îndeplinească condițiile:

- punctul de angrenare trebuie să rămână fix pe linia centrelor O_1O_2 ;
- Pentru fiecare punct instantaneu de contact linia de angrenare trebuie să treacă prin același punct C;
- linia de angrenare trebuie să fie tangentă la cercurile de bază și perpendiculară pe profilele evolventice în punctul de contact.

Profilurile conjugate sunt cele care îndeplinesc legea angrenării [21].

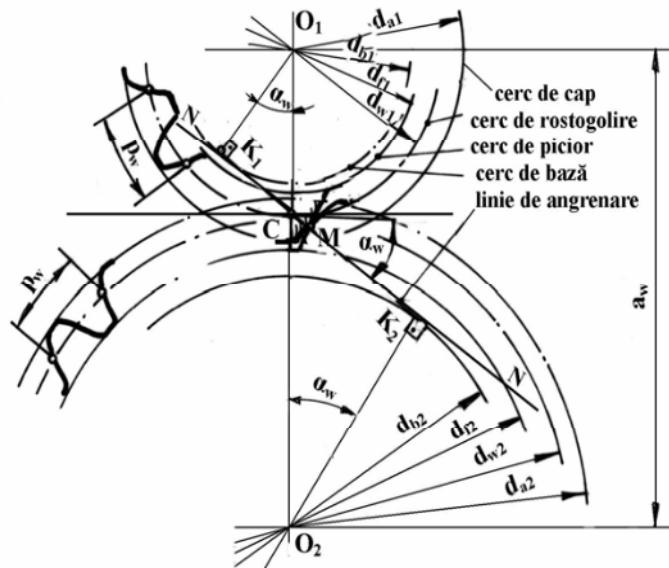


Figura 1.12. Elementele geometrice ale angrenajelor multiplicatoarelor de turătie Evolventa

Cel mai răspândit profil este cel evolventic [39], [43], [44]. Evolventa este locul geometric al unui punct fix de pe o dreaptă care se rostogolește fără frecare pe un cerc de rază dată numit și cerc de bază. În [figura 1.13](#) se prezintă elemente ale angrenajelor multiplicatoarelor de turătie [21].

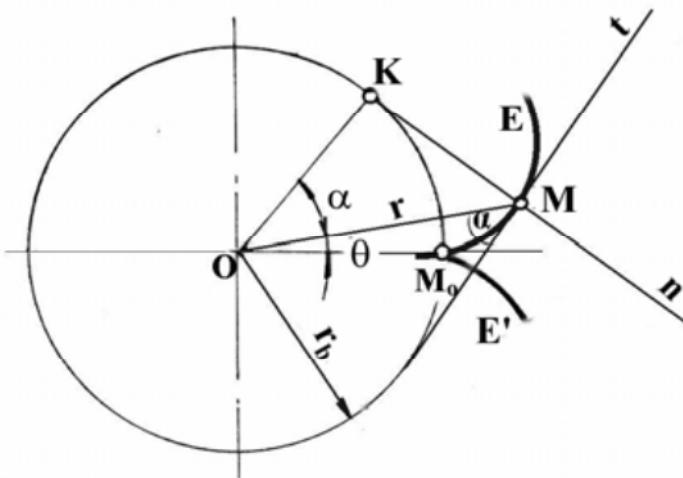


Figura 1.13. Elemente ale angrenajelor multiplicatoarelor de turătie

unde:

- Unghiul " α " se numește unghi de presiune și este unghiul format de raza " r " corespunzătoare punctului " M " de pe evolventă și tangenta " T " la curba evolventei;
- Raza " r_b " este raza cercului de bază.

Ecuatiile evolventei sunt [21]:

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \quad (1.5)$$

$$r = \frac{rb}{\cos \alpha} \quad (1.6)$$

Elementele geometrice ale angrenajelor sunt date în DIN 3960 și sunt prezentate în figura 1.14 respectiv în figura 1.15 [21]:

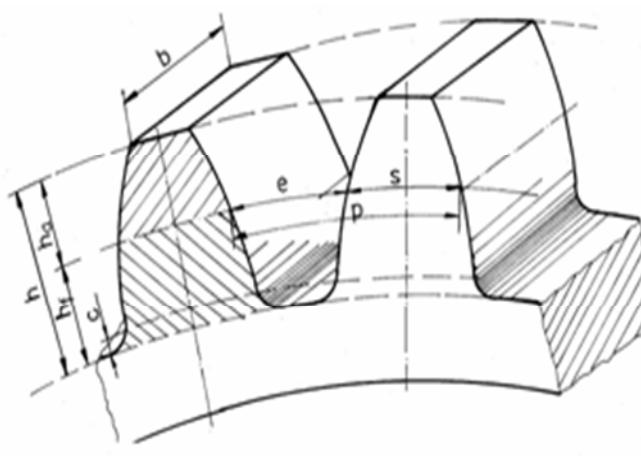


Figura 1.14.a Elemente geometrice ale angrenajelor

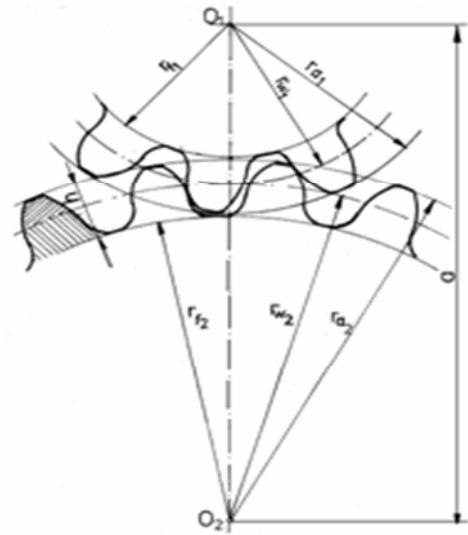


Figura 1.14.b Elemente geometrice ale angrenajelor

Principalele elemente geometrice ale angrenajelor sunt prezentate în cele ce urmează:

- z - numărul de dinți;
- m – modulul - reprezintă raportul dintre diametrul cercului de divizare și numărul de dinți. Mărimile modulelor sunt stabilite în conformitate cu SR ISO 54:2011;

$$m = \frac{Dd}{z} \quad (1.7)$$

- ha - înălțimea capului dintelui;
- hf - înălțimea piciorului dintelui;
- c - jocul radial;

- b - lățimea danturii;
- p - pasul danturii – reprezintă arcul de cerc între două profile succesive.

Pasul măsurat pe cercul de rostogolire se numește pasul de angrenare;

- d_a - diametrul de cap;
- d_f - diametrul de picior;
- d_w - diametrul de divizare;
- d_b - diametrul de bază.

1.6.4 Forțele care acționează în angrenajele cilindrice cu dantură înclinată

Studiul forțelor din angrenajul cilindric cu dinti înclinați se poate face utilizând roata echivalentă [39], [43], [44], [96], [97]. La aceste angrenaje, din cauza înclinării dintelui cu unghiul " β ", forța normală pe dintă este înclinată în plan vertical cu unghiul " α_n ", iar în plan orizontal cu unghiul " β ", **figura 1.15** [21].. Descompunând forța normală pe trei direcții rezultă:

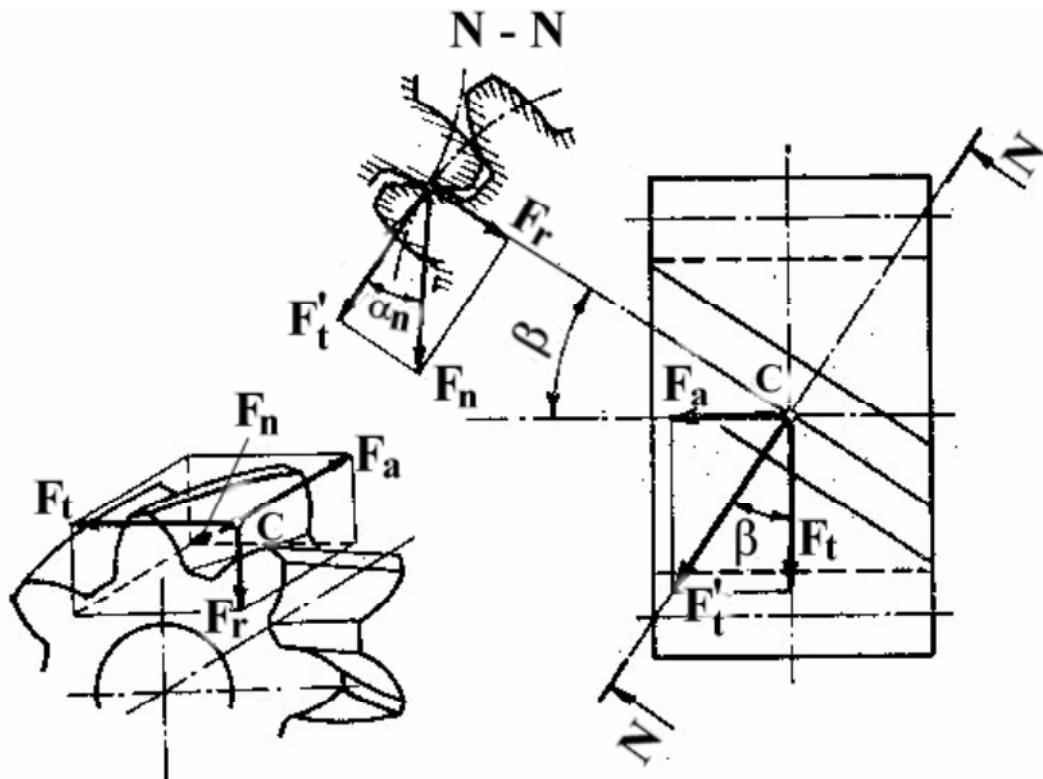


Figura 1.15. Forțele în angrenajul cilindric cu dantură înclinată

$$Ft1(2) = \frac{Mt1(2)}{d_{1,2}} \quad (1.8)$$

$$Fr1(2) = Ft'1(2) \cdot \tan \alpha n = Ft1(2) \cdot \frac{\tan \alpha n}{\cos \beta} \quad (1.9)$$

$$Ft' = \frac{Ft}{\cos \beta} \quad (1.10)$$

$$Fa1(2) = Ft1(2) \cdot \tan \beta \quad (1.11)$$

$$Fn1(2) = \frac{Ft'1(2)}{\cos \alpha n} = \frac{Ft1(2)}{\cos \alpha n \cdot \cos \beta} \quad (1.12)$$

unde:

- F_t - Forța tangențială;
- F_r - Forța radială;
- F_a - Forța axială;
- F_n – Forța normală.

1.6.5 Solicitările care apar în angrenajele cilindrice cu dantura înclinată

Elementul de rezistență al unui angrenaj dințat este dintele. Principalele solicitări la care sunt supuși dinții unui angrenaj dințat sunt:

- solicitări statice (încovoiere);
- solicitări dinamice (de oboseala prin încovoiere și soc);
- solicitări de frecare între suprafețele de contact.

În cele ce urmează ne vom concentra pe solicitările dinamice, deoarece lucrarea își propune să cerceteze care este impactul pretensionării la baza dintelui asupra oboselii dintelui unui angrenaj supus la încovoiere și soc.

Solicitarea la încovoiere

În figura 1.16 se prezintă solicitarea statică a dintelui [78]:

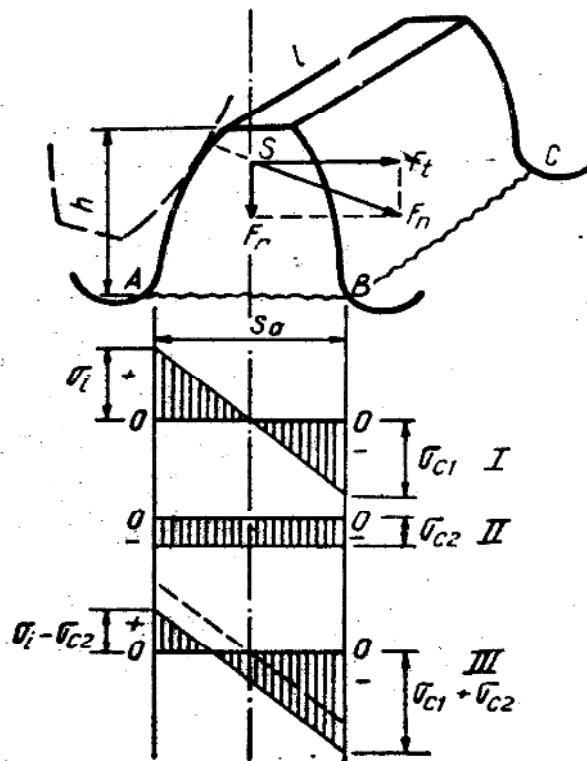


Figura 1.16. Schema solicitării statice a dintelui

Se observă că forța normală (F_n) care apare în angrenare se descompune în două componente: forța tangențială (F_t), respectiv forța radială (F_r). Forța tangențială (F_t) introduce tensiuni de întindere maximă în punctul "A" respectiv de compresiune maximă în punctul "B", iar forța radială introduce tensiuni de compresiune în planul "ABC".

Astfel, însumând aceste tensiuni rezultă că tensiunile de întindere în punctul "A" au valoarea maximă ($\sigma_i - \sigma_{c2}$), iar în punctul B tensiuni de compresiune de valoare maximă ($\sigma_{c1} + \sigma_{c2}$).

Ruperea dintelui ca urmare a solicitării de oboseala prin încovoiere și soc se datorează tensiunilor de întindere care apar în jurul punctului "A". Se observă că o creștere a tensiunilor de compresiune în jurul acestui punct ar duce la o diminuare a tensiunilor de întindere. Acest lucru se poate realiza prin executarea unei operații suplimentare, operatie care constă în pretensionarea în zona punctului "A", prin introducerea unor tensiuni de compresiune în zona de interes prin alicare cu o anumită viteză de alicare respectiv cu o anumită intensitate.

În timpul angrenarii dinții sunt supuși unor solicitări dinamice astfel că eforturile statice se majorează cu urmatorii coeficienți [21] :

- K_A - coeficientul de repartizare a sarcinii pe dinți;
- $K_{F\beta}$ - coeficientul de repartizare a sarcinii pe lățimea danturii pentru calcul la piciorul dintelui;
- K_V - coeficientul de încărcare dinamică;
- $K_{F\alpha}$ - coeficientul repartitiei frontale a sarcinii pentru calculul la piciorul dintelui.

Ținând cont de toți acești coeficienți, în conformitate cu [109], rezultă că solicitarea la piciorul dintelui este:

$$\sigma F = \sigma F_0 \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (1.13)$$

unde:

- σF_0 – solicitarea nominală la piciorul dintelui în condiții statice.

Având în vedere că:

$$\sigma F_0 = Ft/(b \cdot mn) \cdot y_F \cdot y_S \cdot y_\beta \cdot y_B \cdot y_{DT} \quad (1.14)$$

rezultă:

$$\sigma F = Ft/(b \cdot mn) \cdot y_F \cdot y_S \cdot y_\beta \cdot y_B \cdot y_{DT} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad (1.15)$$

unde:

- y_F - factorul de formă;
- y_S – factorul de corecție al danturii;
- y_β – factorul înclinării dintelui;
- y_B – factorul grosimii obezii roții dințate;
- y_{DT} – factorul de adâncime al dintelui;
- Ft – forța tangențială nominală pe cercul de angrenare;
- b - lățimea danturii;
- mn - modulul normal.

Coeficientul de siguranță la solicitarea de încovoiere în conformitate cu [109] este:

$$SF = \frac{\sigma FG}{\sigma F1} \geq SFmin \quad (1.16)$$

unde:

σFG — rezistență limită la încovoiere la piciorul dintelui.

În conformitate cu ISO 6336:3-2006:

$$\sigma FP = \frac{\sigma Flim \cdot YST \cdot YNT}{SFmin} \cdot Y\delta_{relT} \cdot YR_{relT} \cdot YX \quad (1.17)$$

Având în vedere că:

$$\sigma FE = \sigma Flim \cdot YST \quad (1.18)$$

din (1.17) și (1.18) rezultă:

$$\sigma FP = (\sigma FE \cdot YNT) / SFmin \cdot Y\delta_{relT} \cdot YR_{relT} \cdot YX = \sigma FG / SFmin \quad (1.19)$$

Deci:

$$\sigma FG = \sigma FP \cdot SFmin \quad (1.20)$$

unde:

- $SFmin$ – solicitarea nominală minimă;
- σFE – solicitarea admisibilă la încovoiere;
- $Y\delta_{relT}$ - coeficientul de suport;
- YR_{relT} - coeficientul de suprafață;
- YX - coeficientul de mărime;
- YST - factorul de corecție al solicitării.

În **figura 1.17** se prezintă modul de distribuire a sarcinilor pe un dintă solicitat la încovoiere, observându-se că la tensiunea statică uniformă se adaugă tensiunile provocate de racordarea la baza dintelui respectiv tensiunile de distribuție neuniformă pe lungimea dintelui[78].

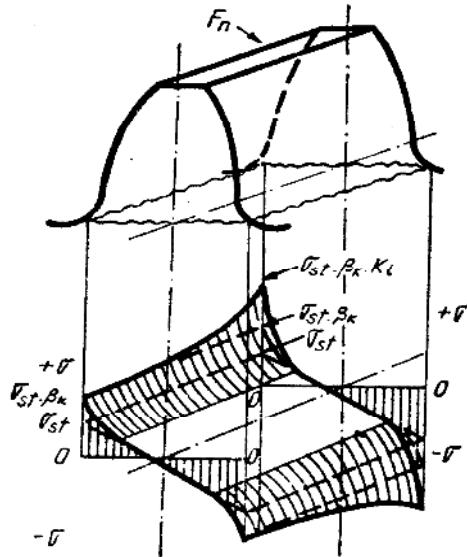


Figura 1.17. Neuniformitatea și concentrarea tensiunii statice la racordarea rădăcinii dintelui și pe lungimea dintelui

Coeficientul de distribuție a sarcinii pe lungimea dintelui depinde de poziția roții dințate față de lagăre. În timpul angrenării, deci a transmiterii momentului, deformarea arborilor, a lagărelor respectiv a danturilor nu este uniformă, astfel că sarcina nu se transmite uniform pe toată lungimea dintelui.

Coeficientul de încărcare dinamică ține cont de apariția unor accelerării unghiulare ca urmare a erorilor de prelucrare și de deformare elastică a dinților. Acestea duc la variația raportului de transmisie în timp și deci la apariția unor șocuri dinamice în funcționare, șocuri care sunt cu atât mai mari cu cât viteza periferică crește.

O influență semnificativă asupra acestui coeficient o are și calitatea materialului din care se execută angrenajul [78].

În cazul angrenajelor executate din oțeluri aliate cu călibilitate ridicată (peste 350 HB) șocul este mai mare decât al materialelor moi care amortizează într-o anumită măsură aceste șocuri.

Valoarea acestui coeficient scade în cazul danturilor cu dinți înclinați.

Coeficientul de concentrare a tensiunilor la baza dintelui depinde de o serie de factori. Creșterea razei de racordare la baza dintelui duce la scăderea acestui coeficient. O rugozitate ridicată la baza dintelui ca urmare a prelucrării duce la creșterea coeficientului.

Pentru acest coeficient se pot folosi datele **din tabelul 1.4** [78]:

Tabelul 1.4. Coeficientul de concentrare a tensiunilor în raza de racordare B_k

Oțelul și tratamentul termic aplicat	Numărul de dinți z				
	20	30	40	60	100
Oțel de îmbunătățire călit și revenit înalt sau simplu normalizat	1,24	1,34	1,37	1,41	1,45
Oțel de îmbunătățire călit superficial; oțel de cementare(carburat, carbonitrurat, cianurat) și călit; oțel de nitrurare	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Acest coeficient este influențat de operațiile de tratament termic final și de operațiile de rectificare finală. În cazul materialelor de cementare, după tratamentul termic de călire, se aplică un tratament termic de revenire joasă la o temperatură cuprinsă între 140- 190 °C, care are rolul de a elimina tensiunile din material. Carburarea mărește limita de rezistență la oboseală ca urmare a apariției în strat a tensiunilor remanente de compresiune. Atât în cazul angrenajelor executate din materiale de cementare cu tratament termic de carburare urmat de tratament termic de călire cât și a angrenajelor executate din oțeluri carbon cu tratament de călire superficială se recomandă ca operația de rectificare finală să se realizeze doar pe flancurile danturilor, eliminându-se astfel introducerea tensiunilor suplimentare la piciorul dintelui.

Tratamentele de călire superficială precum și pretensionarea superficială neurmărită de prelucrări mecanice vor mări rezistența la încovoiere a dintelui prin introducerea unor tensiuni remanente de compresiune.

Tensiunile maxime determinate în condițiile prezentate se referă la cazul solicitării statice. În funcționare solicitarea dintelui nu are caracter continuu, solicitarea este ciclică, dintele intră și ieșe din angrenare periodic cu o frecvență care depinde de turăția de lucru. Datorită acestui fapt dintele este solicitat la oboseală, caracterul ciclului de oboseală fiind pulsatoriu ($\sigma_0 - \sigma_{max}$) la angrenajele cu mișcare în același sens sau alternant ($-\sigma_{min} ... + \sigma_{max}$) la angrenajele cu mișcare reversibilă.

Datorită acestui fapt, în calculele de rezistență la încovoiere a angrenajelor se consideră ca σ_{max} este o tensiune pulsatorie sau alternant simetrică, determinându-se rezistențele respective (σ_0 sau σ_{-1}) în raport cu σ_{max} respectiv utilizând rezistențele admisibile și coeficienții de siguranță pentru aceste cazuri de solicitări la încovoiere [78].

Ruperea dintelui prin încovoiere depinde de corelația dintre caracterul stării tensionale din secțiunea de rupere și proprietățile de rezistență ale materialului [78].

Cu cât raportul $\frac{\tau_{max}}{\sigma_{max}}$ este mai mare cu atât starea tensională este mai „moale”, iar ruperea se face ductil. În cazul valorilor scăzute pentru acest raport caracterul ruperii este unul fragil, deformațiile plastice fiind relativ scazute. Cercetări axate pe această problematică [69] au arătat că există trei aspecte de rupere sub acțiunea solicitărilor de încovoiere: concavă, convexă și convexă cu o treaptă.

În figura (1.18) se prezintă modul de amorsare și propagare a ruperilor [78] :

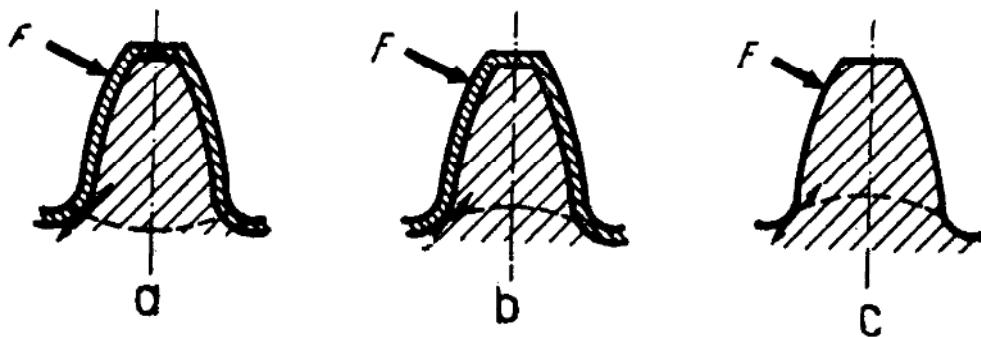


Figura 1.18. Modul de amorsare si propagare a ruperilor

a-concavă ;b- convexă cu treapta ; c- convexă

1.7 Materiale folosite la construcția roților dințate și tratamente termice aplicate

Otelurile carbon (sau nealiate) sunt aliaje fier-carbon conținând, în anumite limite și alte elemente rezultate din tehnologia de fabricație (Mn, Si și uneori Al) sau provenind din materiile prime utilizate și care nu pot fi scăzute decât până la anumite limite (P, S și uneori Cr, Ni, Cu, etc.). Proprietățile oțelurilor sunt mult diferite de cele ale fierului pur și sunt dependente de conținutul de carbon. Între conținutul de carbon și structură, modul de prelucrare și proprietățile fizico-mecanice există o strânsă și complexă legatură. Prelucrarea la cald (laminare, forjare) are întotdeauna efect favorabil prin :

- distrugerea segregăției dendritice și a rețelelor de impurități de la limita grăunților ;
- omogenizarea chimică a materialului;

- finisarea granulației, funcție mai ales de temperatura de răcire după deformare;
- orientează segregarea dendritică și incluziunile în direcția deformării, mărind simțitor ductilitatea în această direcție.

Oțelurile carbon sunt utilizate în stare recoaptă [79], (stare structurală apropiată de cea de echilibru), în stare ecrusată (stare de deformare la rece) și mai ales în stare tratată termic (normalizare, imbunatatire, etc.).

O influență puternică asupra comportării la tratamentul termic și a rezultatelor obținute prin tratament o au o serie de elemente de aliere introduse oțelurilor, obținându-se categoria de oțeluri denumite oțeluri aliate.

În oțeluri, elementele de aliere se pot dizolva în ferită, în austenită sau cementită (acestea își păstrează structura, dar își modifică proprietățile) sau pot da nastere la faze noi (carburi, nitruri sau compuși intermetalici).

Elementele de aliere exercită o puternică influență și asupra punctelor caracteristice ale diagramei Fe-C.

De asemenea, alierea are o influență și asupra granulației austenitice reale, prin micșorarea acesteia, influențează mecanismul și cinetica transformării austenitei la răcire, mărește de regulă călabilitatea și stabilitatea martensitei la revenire și poate conduce la formarea fazelor noi etc.

Pentru clasificarea oțelurilor, dată fiind diversitatea de tipuri, proprietăți și utilizări speciale, nu s-a reușit să se stabilească un criteriu de clasificare general valabil. Pentru că au o anumită semnificație, cele mai uzuale criterii țin seama de: gradul de aliere, structură sau utilizare.

După gradul de aliere se disting: oțeluri nealiate (oțeluri carbon), oțeluri slab aliate, oțeluri aliate (mediu sau înalt aliate), fiecare purtând și denumirea elementelor principale de aliere.

Clasificarea, având drept criteriu destinația oțelurilor, este de largă utilizare. Se disting două mari grupe de oțeluri: turnate și deformabile, fiecare grupă cuprinzând o întreagă gamă de oțeluri, de la nealiate la înalt aliate și speciale. Oțelurile deformabile se subîmpart în:

- oțeluri nealiate și slab aliate laminate de uz general;

- oțeluri pentru construcția de mașini, clasificate în: oțeluri carbon și carbon de calitate, de uz general;
- oțeluri de cementare (nealiate și aliate cu conținut mic de carbon);
- oțeluri de îmbunătățire (nealiate și aliate, cu carbon mediu);
- oțeluri cu destinație specială (de rulmenți, supape, arcuri, recipienți sudăți, țevi, pentru automate), oțeluri electrotehnice, oțeluri inoxidabile, anticorozive și refractare.

În producția de reductoare a S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile se utilizează un număr restrâns de mărci de oțeluri, din mai multe considerente :

- specificul producției;
- ușurinta aprovizionării;
- realizarea șarjelor de tratament din aceeași marcă de oțel, deci parametrii de tratament identici, precum și tendința de a realiza încărcarea cupoarelor cu cât mai multe piese, mai aproape de greutatea maximă admisă a cupitorului.

În funcție de solicitările mecanice care rezultă din calcul, pentru piesele rotitoare se utilizează urmatoarele oțeluri: de îmbunătățire, oțeluri pentru cementare cu carbon (carburare) și oțeluri pentru cementare cu azot (nitrurare).

Mărcile uzuale de oțeluri de îmbunătățire sunt :

- **C45** conform EN 10083-2;
- **42 CrMo 4**, conform EN 10083-1, fiind un oțel aliat pentru construcții de mașini;
- **30 CrNiMo8**, conform EN 10083-1.

Ca oțel de cementare cu carbon se utilizează marca **18CrNiMo7-6**, conform EN10084.

Ca oțeluri pentru nitrurare se utilizează cele două mărci de oțeluri prezentate mai sus: 42CrMo4 respectiv 30CrNiMo8 (oțelul tipic pentru nitrurare este 38MoCrAl09, la care datorită nitrurilor dure de aluminiu rezultă după nitrurare duritate de până 1200 HV).

1.8 Tipuri de tratament termic primar și secundar

Tratamentul termic este procedeul care se aplică metalelor și aliajelor în scopul obținerii anumitor proprietăți fizico-mecanice, prin modificarea corespunzătoare a structurii. Modificările de structură se obțin prin operații de încălzire și răcire, după un anumit ciclu

termic, funcție de constituentul structural ce urmează a se obține. Complexitatea solicitărilor la care sunt supuse materialele în tipul exploatarii, impune ca în acestea să fie aduse în stări structurale care să le confere proprietăți mecanice corespunzătoare și fiabilitate mare.

Rezolvarea acestui ansamblu de probleme necesită aplicarea unor tratamente termice specifice, care se pot clasifica astfel :

- tratamentul termic **primar**, aplicat în scopul obținerii unor structuri favorabile aplicării tratamentelor termice secundare;
- tratamentul termic **secundar**, aplicat în scopul realizării de proprietăți mecanice și fizice cerute de utilizare.

Tipul tratamentului termic și natura materialului determină alegerea vitezei de încălzire, de răcire, a duratei de menținere și a temperaturii de încălzire.

La tratamentele termice primare, la care se urmărește omogenizarea chimică și structurală, viteză de încălzire are valori mici, în scopul realizării proceselor de difuziune.

La tratamentele termice secundare, viteză de încălzire este funcție de proprietățile fizice și mecanice ce urmează a fi obținute. Temperatura se alege în funcție de natura materialului și de tipul de tratament termic, cu scopul de a asigura punerea în soluție a componentelor sau de a activa procesele de difuziune. La fiecare tip de tratament termic, temperatura de încălzire trebuie să asigure obținerea unei anumite structuri favorabile, ținând cont în primul rând de compoziția chimică a materialului.

În continuare se prezintă pe scurt o clasificare a tratamentelor termice :

- Primar :
 - Recoacere completă;
 - Recoacere incompletă;
 - Recoacere de recristalizare;
 - Recoacere de globulizare;
 - Recoacere de omogenizare;
 - Recoacere de detensionare;
 - Recoacere de grafitizare;
 - Recoacere de maleabilizare;
 - Recoacere de normalizare;

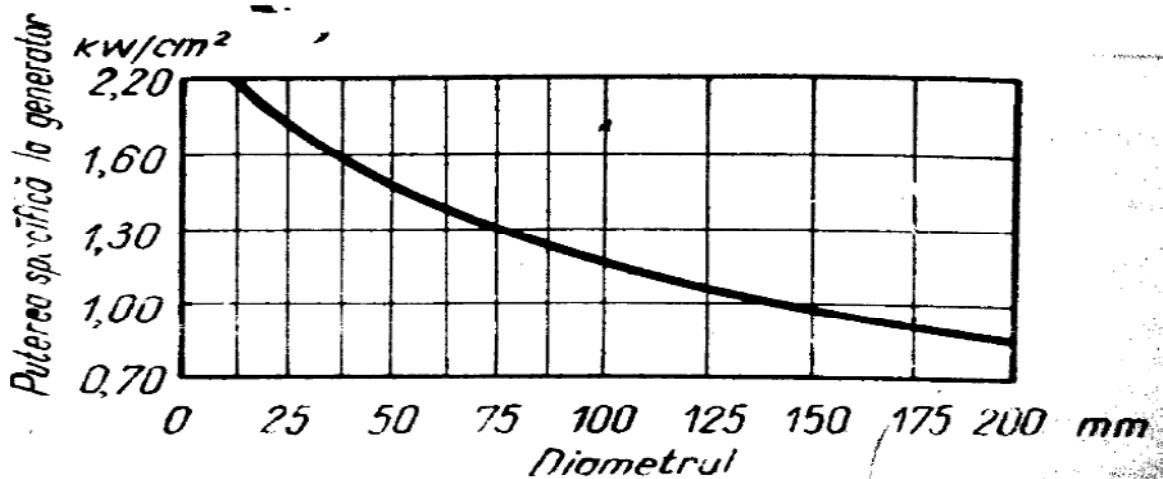
- Secundar:
 - Călire:
 - Simplă;
 - În două medii;
 - În trepte;
 - Izotermă;
 - La temperaturi joase;
 - Revenire:
 - Joasă;
 - Medie;
 - Înaltă;
 - Pentru durificare secundară;
 - Călire superficială:
 - Cu flacără;
 - Prin inducție;
 - Prin contact electric;
 - Tratament termomecanic:
 - Cu deformare plastică a austenitei;
 - Cu deformare la rece a austenitei;
 - Tratament Termochimic:
 - Carburare;
 - Nitrurare;
 - Carbonitruvare;
 - Feroxare;
 - Sulfizare;
 - Alitare;
 - Sheradizare;
 - Silicizare;
 - Cromizare.

Tratamentul termic aplicat angrenajelor multiplicatorului de turătie care face obiectul tezei este călirea superficială prin inducție, tratament termic aplicat în conformitate cu ISO 6336-5 - figura 11/12.

Tratamentul termic se bazează pe plasarea piesei într-un câmp electromagnetic produs de un inductor prin care trece un curent alternativ de înaltă frecvență. Câmpul electromagnetic produce în suprafata piesei curenți de inducție (curenți turbionari, curenți Foucault). Rezistența electrică a materialului din care este confecționată piesa se opune trecerii curenților induși, rezultând astfel o cantitate de caldură " Q " care produce încălzirea superficială a piesei [78].

Adâncimea de călire este dată de adâncimea la care piesa se încălzește până la temperaturi superioare punctului Ac_3 al oțelului, respectiv adâncimea la care se obține structura austenitică la încălzire și respectiv martensitică la răcirea rapidă. Această adâncime nu depinde numai de frecvența folosită, ci și de durata de acționare a curentului, precum și de puterea electrică a sursei de curent de înaltă frecvență luată în considerație prin puterea specifică și de suprafața încălzită simultan de inductor. Adâncimea de călire este direct proporțională cu durata de încălzire și invers proporțională cu puterea specifică [78].

În **figura 1.19** se prezintă puterea specifică minimă necesară la intrarea în generator în funcție de diametru piesei [78].



*Figura 1.19. Puterea specifică minimă necesară la intrarea în generator
în funcție de diametru piesei*

Pentru roți dințate frecvența optimă se calculează în funcție de modulul m prin relația[78]:

$$f_{optim} = \frac{3 \times 10^5}{m^2} \quad (1.21)$$

În conformitate cu [78] puterea specifică optimă p_g este cuprinsă între 1-2 [kW/cm²].

Dacă frecvența și puterea specifică sunt corect alese, durata de încălzire se determină în funcție de adâncimea de călire respectiv de calculul căldurii necesare pentru a aduce volumul de oțel din stratul ce trebuie să fie călit la temperatura de austenitizare [78].

În **tabelul 1.5.** sunt prezentate temperaturile de austenitizare funcție de viteza de încălzire peste punctul Curie [78]:

Tabel 1.5. Temperaturi de austenitizare recomandate la călirea CIF

Marca oțelului	Temperatura de austenitizare $t, ^\circ C$ la viteza de încălzire peste punctul Curie		
	30-60	100-200	400-500
OLC 45	890-930	910-960	960-1040

Una din aplicațiile importante pentru multiplicatoarele de turărie este folosirea lor în agregatele hidraulice.

Multiplicatoarele de turărie utilizate la turbinele hidraulice sunt construite cu angrenaje cu dantura înclinată, lagărele multiplicatoarelor sunt dimensionate astfel încât să preia forțele din angrenare dar și forțele axiale generate de turbină. Având în vedere că în aceste aplicații funcționarea generatoarelor din punct de vedere al vibrațiilor [37], dar și din punct de vedere al atingerii performanțelor electrice [36], trebuie acordată atenție deosebită execuției angrenajelor multiplicatoarelor în vederea îmbunătățirii coeficienților de siguranță la solicitarea de oboseală la piciorul dintelui, dar și pentru ca funcționarea acestora să fie silentioasă [50]. De asemenea o importanță deosebită trebuie acordată și materialelor din care se execută rotoarele turbinelor.

În [73], [74], [72], sunt prezentate studii cu privire la materialele din care se confectionează aceste rotoare.

1.9 Concluzii

Investigația bibliografică s-a axat pe studiul stadiului actual referitor la pretensionarea angrenajelor multiplicatoarelor de turație. Au fost parcuse referințe bibliografice referitoare la tipuri de materiale suspuse operației de pretensionare prin sablare cu alice metalice și la comportamentul acestora pe diferite componente mecanice (arcuri și roți dințate). S-a evidențiat efectul și importanța introducerii prin pretensionare a tensiunilor reziduale de compresiune, constând în creșterea rezistenței la oboseală. S-au investigat parametrii procesului de pretensionare prin ecrusare, stabilindu-se importanța a doi parametrii: acoperirea și intensitatea de pretensionare. De asemenea, s-au prezentat modul de determinare a intensității de ecrusare și de ridicare a curbei de saturare. S-a pus în evidență importanța dimensiunii, formei și materialelor alicelor de ecrusare asupra rezultatului final al ecrusării.

Subcapitolul 1.6 a făcut o trecere în revistă a formelor constructive și clasificarea mecanismelor cu roți dințate, a elementele geometrice ale angrenajelor multiplicatoarelor de turație, a forțelor care acționează în angrenajele cilindrice cu dantură înclinată respectiv a solicitărilor care apar în angrenajele cilindrice cu dantura înclinată.

Capitolul se finalizează prin inventarierea principalelor materiale respectiv a tratamentelor termice uzuale aplicate la construcția angrenajelor.

Din literatura de specialitate studiată nu am identificat referințe cu privire la aplicarea operației de pretensionare pentru inducerea tensiunilor de compresiune și îmbunătățirea comportamentului la oboseală pentru materialul C45 conform SR EN 10083-2:2007. În consecință, în teză mi-am propus să studiez posibilitatea utilizării acestui material cu aplicarea pretensionării la baza dintelui în vederea înlocuirii materialelor înalt aliate cu caracteristici mecanice ridicate, materiale care presupun tehnologii de execuție complexe și mai costisitoare, care să permită transmiterea de încărcări similare.

Cap. 2 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

Obiectivul general al prezentei lucrări este investigarea comportării angrenajelor pretensionate executate din oțeluri de îmbunătățire la solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui prin parcurgerea unui ciclu complet de proiectare constructiv-funcțională / simulare /execuție / cercetare experimentală. Rezultatele tezei se vor concretiza prin:

- rezultate experimentale pe un multiplicator de turație proiectat în cadrul tezei, care vor putea fi utilizate la proiectarea reductoarelor și a multiplicatoarelor de turație în cadrul societății Reșița Reductoare și Regenerabile;
- prototipul fizic al multiplicatorului, care va putea fi utilizat în viitor la cercetări experimentale pe alte variante de angrenaje.

Principalele obiective specifice propuse spre a fi realizate în prezenta teză de doctorat sunt următoarele:

- Realizarea unei sinteze bibliografice privind stadiul actual al cercetărilor asupra multiplicatoarele de turație și comportamentul angrenajelor pretensionate;
- Proiectare constructiv-funcțională a unui multiplicator de turație și a trei variante de angrenaje;
- Proiectarea standului de experimentări pentru testarea multiplicatorul de turație;
- Determinarea prin simulare numerică a influenței pretensionării angrenajelor dințate;
- Execuția multiplicatorului de turație și a trei variante de angrenaje;
- Execuția standului de experimentări și încadrarea multiplicatorului în stand;
- Pretensionarea angrenajelor cu diferite intensități;
- Cercetare experimentală pe multiplicatorul echipat cu angrenaje nepretensionate și pretensionate cu diferite intensități;
- Investigații metalografice efectuate pe probe prelevate din pinioanele multiplicatorului nepretensionate și pretensionate cu diferite intensități.
- Calcul de eficiență comparativ al angrenajelor în varianta executării din oțeluri speciale respectiv din oțeluri mai ieftine supuse pretensionării la baza dintelui.

Cercetările experimentale vor fi efectuate în S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile pe standul de încercări proiectat și executat în cadrul tezei.

Cap. 3 PROIECTAREA CONSTRUCTIVĂ A MULTIPLICATORULUI DE TURAȚIE ȘI DETERMINAREA PRIN SIMULARE NUMERICĂ A INFLUENȚEI PRETENSIONĂRII ASUPRA ANGRENAJELOR DINȚATE

3.1 Alegerea soluției constructive pentru multiplicatorul tip AV 11,25

Multiplicatorul AV 11,25 este un multiplicator într-o treaptă cu arborele de intrare respectiv arborele de ieșire plasați în plan vertical cu distanța dintre axe $A = 112,5$ mm. Simbolizarea multiplicatorul este următoarea:

- A – multiplicator într-o treaptă;
- V – arborele de ieșire dispus în plan vertical;
- grupul de cifre reprezintă distanța dintre axe în [cm].

În **figurile 3.1 și 3.2** se prezintă soluția constructivă aleasă pentru acest multiplicator :

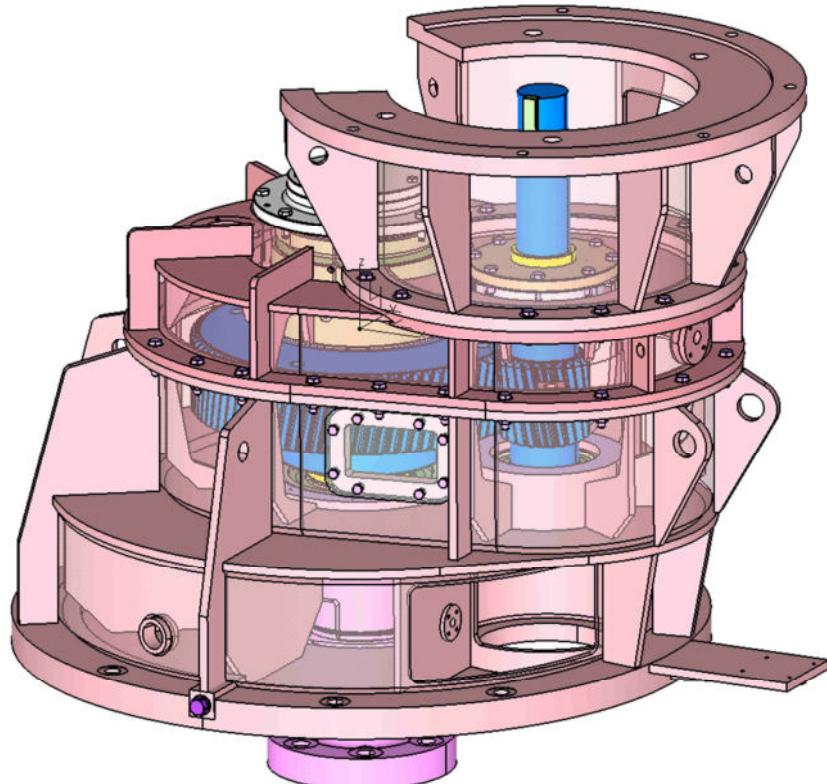


Figura 3.1. Multiplicatorul AV 11,25

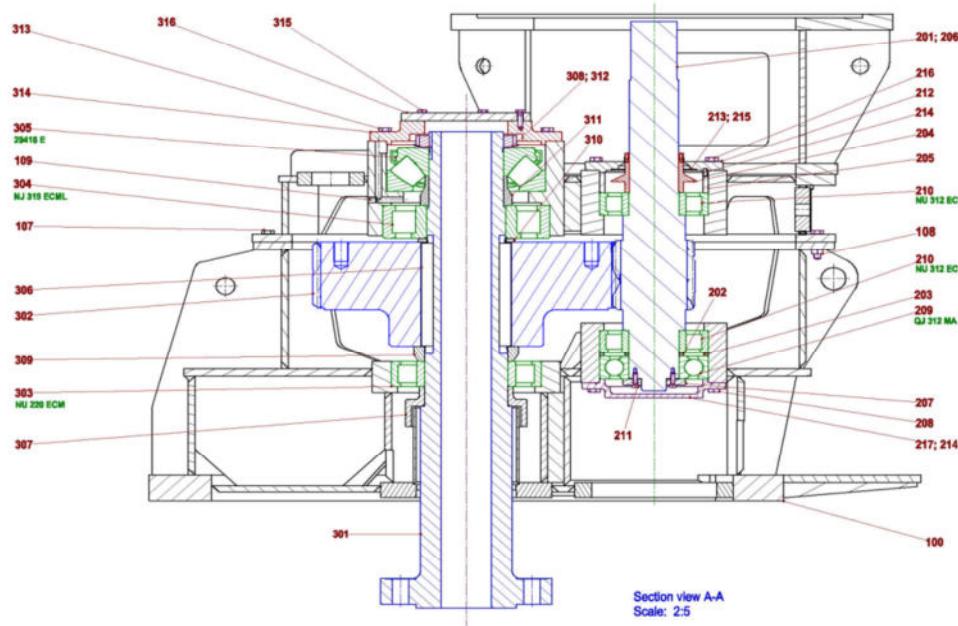


Figura 3.2. Secțiune prin multiplicatorul AV 11,25

Carcasa multiplicatorului este executată din trei părți: carcasa inferioară (100), carcasa intermedie (314) respectiv carcasa superioară (316). În figura 3.3 se prezintă principalele dimensiuni ale carcasei executată în varianta sudată.

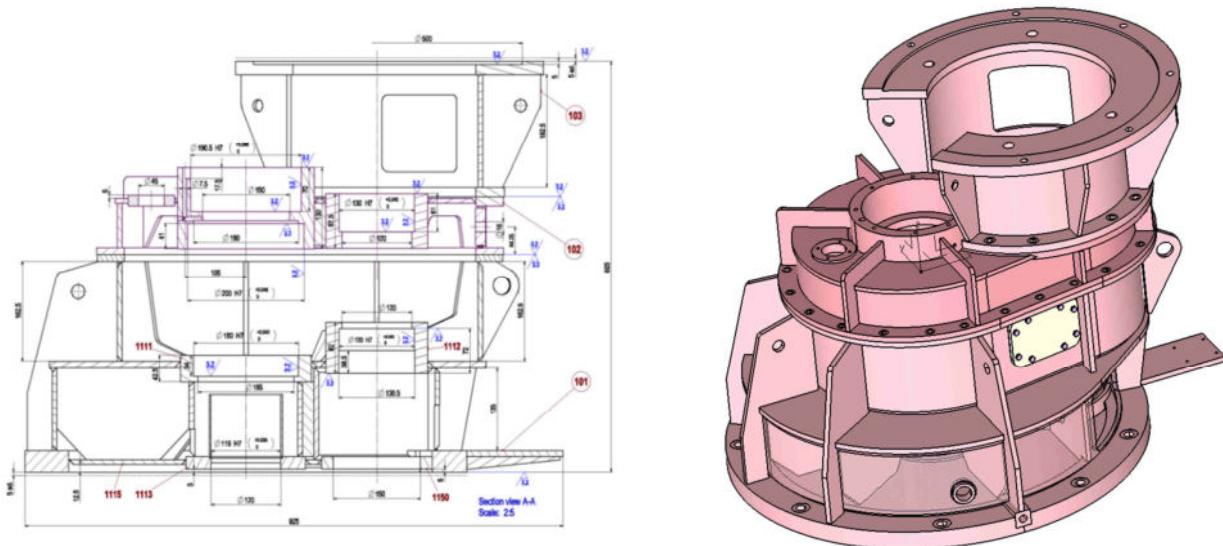


Figura 3.3. Dimensiuni principale ale carcasei multiplicatorului AV 11,25

Carcasa este executata din S355 JR conform EN 10025-2 :2004. Compoziția chimică a materialului din care este executată carcasa, conform EN 10025-2 :2004, este prezentată în **tabelul 3.1**.

Tabelul 3.1. Compoziția chimică S355 JR

Denumire / simbolizare material		Metoda de deoxidare	C in % pentru grosimea nominala in mm			Si % max	Mn % max	P % max	S % max	N % max	Cu % max	Altele % max
			< 40	> 16 ≤ 40	> 40							
S355JR	1.0045	FN	0.27	0.27	0.27	0.60	1.70	0.045	0.045	0.014	0.60	-

În figura 3.4 a-d sunt prezentate cele trei carcase ale multiplicatorului.

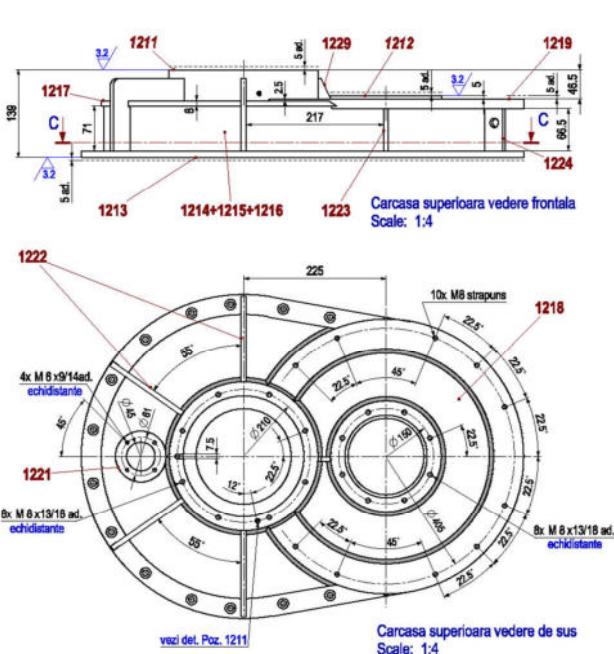


Figura 3.4 - a Carcasă superioară

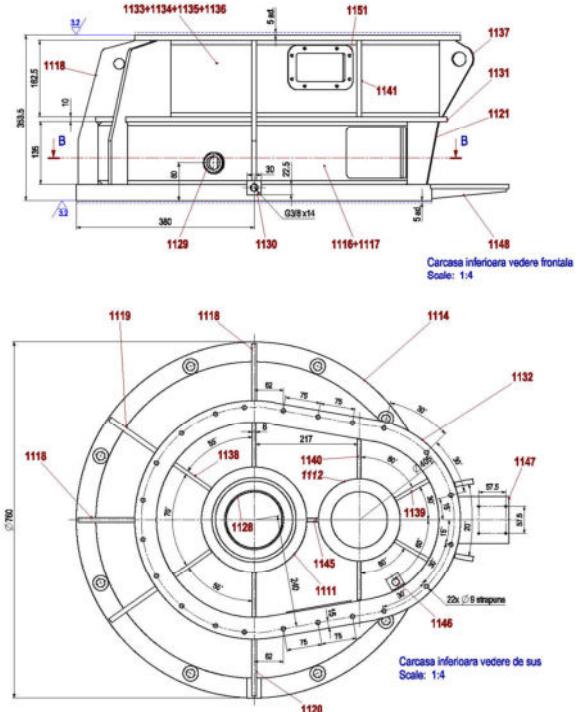
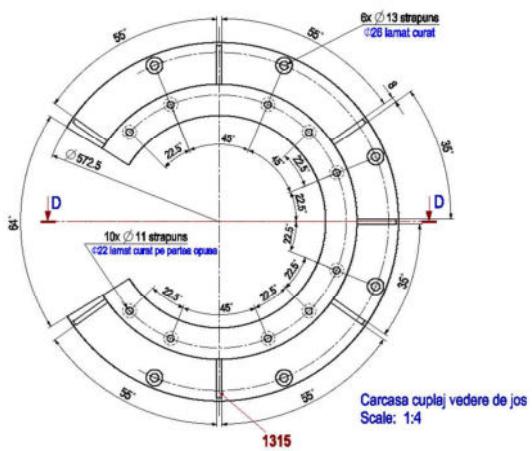
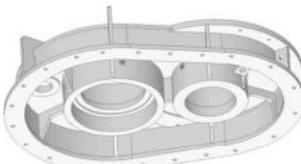


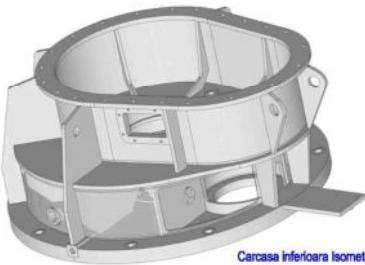
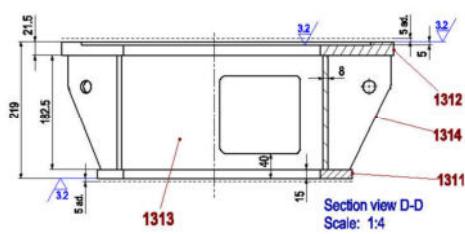
Figura 3.4- b Carcasă intermediară



Carcasa cupaj Isometric
Scale: 1:5



Carcasa superioara isometric
Scale: 1:5



Carcasa inferioara Isometric
Scale: 1:5

Figura 3.4 - c Carcasă cuplaj

Figura 3.4 - d Carcase - vedere izometrică

După operația de sudare carcasa este supusă unui tratament termic de detensionare. Detensionarea are ca scop diminuarea tensiunilor remanente care apar, se dezvoltă și parțial rămân în produsele metalice ca urmare a prelucrărilor tehnologice la care acestea sunt supuse [69]. Detensionarea s-a executat în societatea S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile.

Temperatura la care s-a realizat detensionarea este 550-570 °C. Încălzirea s-a făcut dirijat cu 50 °C până la atingerea temperaturii prescrise. La această durată se mai adaugă 4-6 ore timp necesar ca piesele din interiorul cuptorului să atingă temperatura de 550-570 °C. Durata de menținere se stabilește în funcție de grosimea maximă a reperelor care intră în compoziția carcasei. Pentru carcasa multiplicatorului durata de menținere a fost de 5 h. Răcirea s-a făcut în cuptor cu viteza maximă de 50 °C până la temperatura de 120 °C, iar apoi în atmosfera halei de producție fără curenți de aer.

Arborii multiplicatorului prezentați în figura 3.5 sunt execuții din C45 conform EN10250-2.

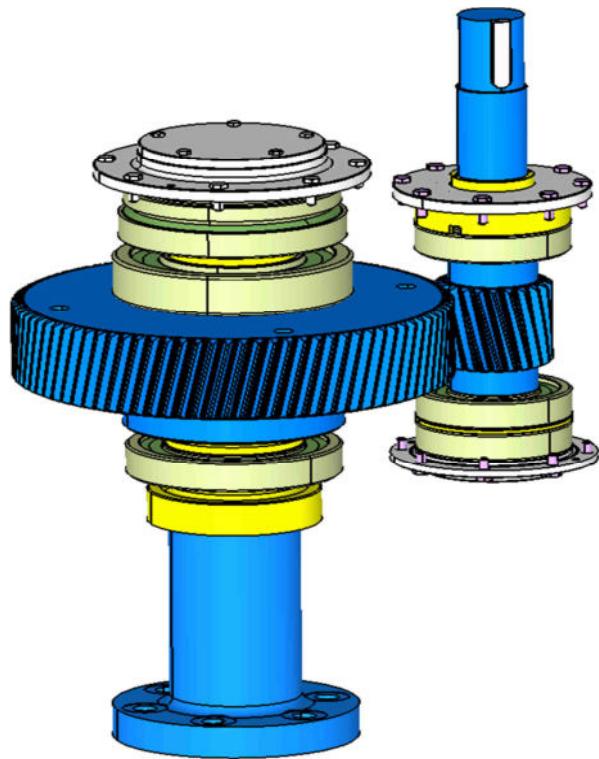


Figura 3.5. Arborii multiplicatorului AV 11,25

În *figura 3.6* se prezintă principalele dimensiuni ale roții dințate de pe arborele de intrare.

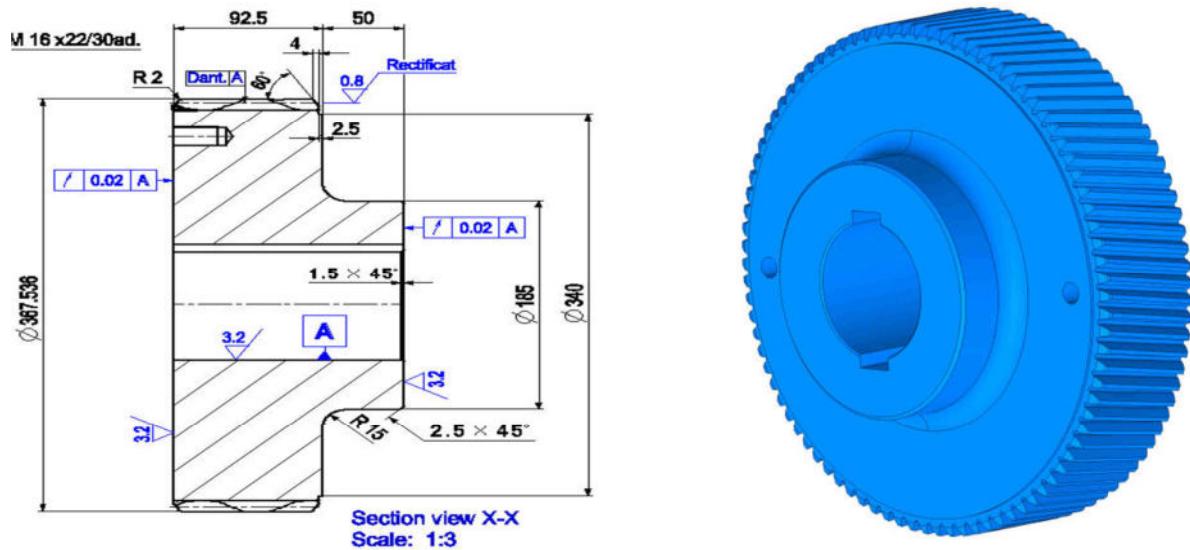


Figura 3.6. Roată dințată

În figura 3.7 se prezintă principalele dimensiuni ale pinionului de ieșire :

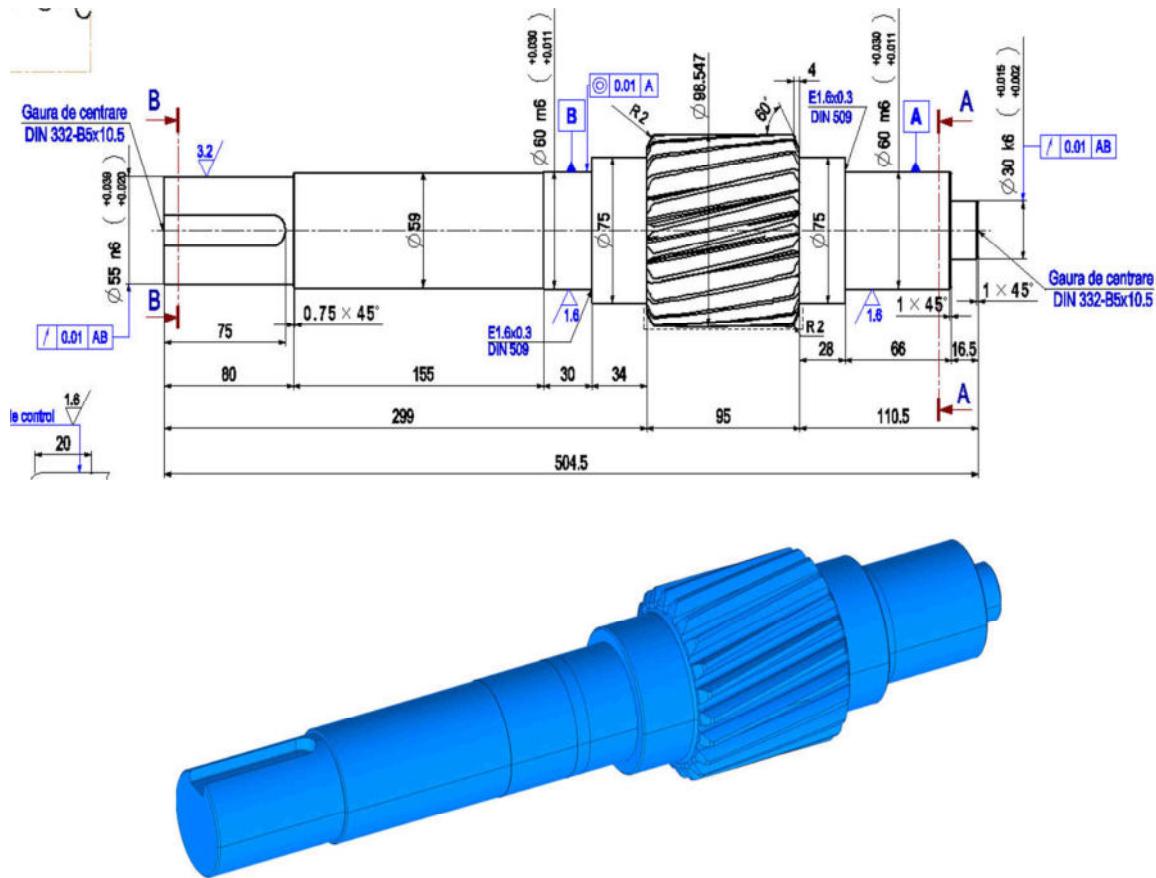


Figura 3.7. Pinion ieşire

Execuția acestor angrenaje s-a realizat în conformitate cu tehnologia de execuție a societății Reșița Reductoare și Regenerabile. După efectuarea operațiilor mecanice angrenajele au fost supuse unui tratament termic de călire superficială, realizat în societatea Duroterm Bucuresti S.A. Ulterior s-a realizat pretensionarea la fundul danturii în societatea Turbomecanica București S.A.

3.2 Calculul geometric al angrenajelor multiplicatorului de turatie tip AV 11,25.

Calculul de verificare al angrenajelor din punct de vedere al solicitării de contact și al solicitării la încovoiere la baza dintelui

Calculul geometric al danturii s-a efectuat folosind aplicația de calcul KiSSsoft [49] și a fost efectuat în conformitate cu standardul DIN 3960:1987.

În tabelul 3.2. este prezentat calculul geometric al danturilor.

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Distanța dintre axe (mm)	[a]	112,5	
Toleranța la distanta dintre axe	Conform ISO 286:2010 - js 7		
Modulul normal (mm)	[m _n]	2	
Unghi de presiune în secțiune normală (°)	[α _n]	20	
Unghi de înclinare pe diametru de divizare (°)	[β]	10	
Numărul de dinți	[z]	22	88
Lățimea danturii (mm)	[b]	47,5	45
Sensul danturii		stanga	dreapta
Gradul de precizie (conform Q-ISO 1328:1995)		6	6
Material		C45 cu tratament termic de călire prin inducție conform ISO 6336-5 figura 11/12	
Duritatea suprafetei	-	57 HRC	57 HRC
Rezistența la oboseală la piciorul dintelui (N/mm ²)	[σ _{Flim}]	370	370
Rezistența la oboseală pentru presiunea herțiană (N/mm ²)	[σ _{Hlim}]	1220	1220
Rezistența la tracțiune (N/mm ²)	[Rm]	700	700
Punctul de curgere (N/mm ²)	[Rp]	490	490
Modulul de elasticitate (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Coeficientul Poisson	[ν]	0,3	0,3
Rugozitatea Ra pe flancul dintelui [μm]	Ra	0,6	0,6
Rugozitatea Rz pe flancul dintelui [μm]	Rz	4,8	4,8
Rugozitatea RZ la baza dintelui [μm]	Rz	20	20
Date referitoare la dantura înainte de tratamentul termic			
Profilul de referință al roții 1			
Adaosul de rectificare[mm]	[q]	0,150	
Protuberanța [mm]	[p _{ro}]	0,179	

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Coeficientul capului dintelui	[h_{ap0}]	1,620	
Coeficientul piciorului dintelui	[h_{fp0}]	0,880	
Coeficientul razei la capul dintelui	[r_{hoap0}]	0,300	
Coeficientul razei de la piciorul dintelui	[r_{hofp0}]	0,200	
Coeficientul diametrului de picior a formei dintelui	[h_{ffp0}]	0,000	
Unghiul protuberanței (°)	[α_{prp0}]	10,000	
Coeficientul înălțimii protuberanței	[h_{prp0}]	0,000	
Coeficientul liniei de referință pentru grosimea dintelui	[s_{p0}]	1,571	
Coeficientul profilului de referință pentru capul dintelui	[h_{ap}]	1,000	
Profilul de referință al roții 2			
Adaosul de rectificare [mm]	[q]	0,150	
Protuberanța [mm]	[p_{ro}]	0,179	
Coeficientul capului dintelui	[h_{ap0}]	1,620	
Coeficientul piciorului dintelui	[h_{fp0}]	0,880	
Coeficientul razei la capul dintelui	[r_{hoap0}]	0,300	
Coeficientul razei de la piciorul dintelui	[r_{hofp0}]	0,200	
Coeficientul diametrului de picior a formei dintelui	[h_{ffp0}]	0,000	
Unghiul protuberanței (°)	[α_{prp0}]	10,000	
Coeficientul înălțimii protuberanței	[h_{prp0}]	0,730	
Coeficientul liniei de referință pentru grosimea dintelui	[s_{p0}]	1,571	
Coeficientul profilului de referință pentru capul dintelui	[h_{ap}]	1,000	
Date referitoare la dantură după tratamentul termic			
		Roata 2	Roata 1
Profilul de referință pentru piciorul dintelui	[h_{fp}]	1,401	1,401

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Coeficientul de referință pentru raza la piciorul dintelui	[r_{fP}]	0,300	0,300
Coeficientul de referință pentru profilul capului dintelui	[h_{aP}]	1,000	1,000
Coeficientul pentru înălțimea protuberanței	[h_{prP}]	0,305	0,305
Unghiul protuberanței ($^{\circ}$)	[α_{prP}]	10,000	10,000
Coeficientul de înălțime a formei capului dintelui	[h_{FaP}]	0,000	0,000
Date pentru rectificare			
Factorul de avans	[h_{gr}]	1,162	1,162
Raza capului de tăiere	[r_{gr}]	0,100	0,100
Tipul modificării de profil		Fără modificare de profil	
Corecția de cap	[C_a]	3,400	3,400
Tipul ungerii		Ungere prin injecție cu ulei	
Tipul uleiului		ISO VG 220	
Tipul lubrifiantului		Ulei mineral	
Vâscozitatea cinematică la 40° C (mm^2/s)	[v_{40}]	220,000	
Vâscozitatea cinematică la 100° C (mm^2/s)	[ν_{100}]	17,500	
Factorul FZG conform ISO 14635-1:2006	[$F_{ZGtestA}$]	12,000	
Densitatea specifică la 15°C (kg/dm^3)	[ρ]	0,895	
Temperatura uleiului ($^{\circ}\text{C}$)	[TS]	50,000	
Raportul de transmisie	[i_{tot}]	-4,000	
Raportul numerelor de dinți	[u]	4,000	
Modulul frontal	[m_t]	2,031	
Unghiul de presiune pe diametrul de rulare ($^{\circ}$)	[α_t]	20,284	
Unghiul de presiune frontal în angrenare ($^{\circ}$)	[α_{wt}]	21,363	
Unghiul de presiune în secțiune normală în angrenare ($^{\circ}\text{C}$)	[α_{wn}]	21,063	

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Unghiul elicei pe diametru de angrenare (°)	[β _w]	10,070	
Unghiul elicei pe diametru de bază (°)	[β _b]	9,391	
Distanta de referință dintre axe (mm)	[a _d]	111,697	
Suma coeficienților deplasărilor de profil	[Σ _x]	0,4119	
Coeficientul deplasării de profil			
Informații despre tratamentul preliminar	[x]	0,3679	0,4825
Informații despre tratamentul final	[x]	0,1486	0,2633
Grosimea dintelui	[s _n]	1,6790	1,7624
Coeficientul de modificare al diametrului exterior (mm)	[k·mn]	-0,021	-0,021
Diametrul de divizare (mm)	[d]	44,679	178,715
Diametrul de bază (mm)	[db]	41,908	167,633
Diametrul exterior (mm)	[da]	49,231	183,726
Toleranța la diametrul exterior (mm)	[33]	0,000/-0,390	0,000/-0,720
Diametrul exterior al formei dintelui (mm)	[d _{Fa}]	49,231	183,726
Diametrul exterior activ (mm)	[d _{Na}]	49,231/48,841	183,726/183,006
Diametrul de rulare efectiv (mm)	[d _w]	45,000	180,000
Diametrul de fund (mm)	[d _f]	39,670	174,165
Coeficientul deplasării de profil la generare			
Informații despre tratamentul preliminar	[x _E]	0,3308/0,3102	0,4173/0,3829
Informații despre tratamentul final	[x _E]	0,1115/0,0909	0,1980/0,1637
Diametrul de fund generat cu x _E (mm)	[df.e/i]	39,522/39,440	173,904/173,767
Jocul teoretic de cap (mm)	[c]	0,802	0,802
Jocul efectiv (mm)	[c.e/i]	1,213/0,915	1,295/0,858
Diametrul de fund activ (mm)	[d _{Nf}]	42,608	176,779
Diametrul de fund al formei (mm)	[d _{Ff}]	42,608	175,920
Rezerva(diferența dintre diametrul util al formei si diametrul efectiv) (mm)	[c _{F.e/i}]	0,120/-0,010	0,758/0,556
Înălțime cap dinte (mm)	[ha]	2,276	2,506
Înălțime picior dinte (mm)	[hf]	2,504	2,275

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Unghiul de rulare la diametrul de formă al dintelui (°)	$[\zeta_{dFa}]$	35,320/34,293	25,702/25,095
Unghiul de rulare la diametrul util al capului dintelui (°)	$[\zeta_{dNa}]$	35,320/34,293	25,703/25,095
Unghiul de rulare la diametrul util al piciorului dintelui (°)	$[\zeta_{dNf}]$	11,808/10,064	19,473/19,151
Unghiul de rulare la diametrul util al formei piciorului dintelui (°)	$[\zeta_{dFf}]$	10,222/10,064	17,917/17,799
Înălțimea dintelui sculei (mm)	[H]	4,780	4,780
Roata virtuală - număr de dinți	[z _n]	22,950	91,802
Grosimea normală a dintelui pe cilindru de cap (mm)	[s _{an}]	1,347	1,571
Lățimea normală a golului pe cilindrul de fund (mm)	[e _{fn}]	0,000	1,241
Viteza maximă de alunecare la vârful dintelui (m/s)	[v _{ga}]	0,618	0,569
Alunecarea specifică la capul dintelui	$[\zeta_a]$	0,457	0,586
Alunecarea specifică la piciorul dintelui	$[\zeta_f]$	-1,414	-0,841
Coeficientul de alunecare la cap	[K _{ga}]	0,262	0,242
Coeficientul de alunecare la picior	[K _{fa}]	-0,242	-0,262
Pasul pe cercul de divizare (mm)	[pt]	6,380	
Pasul de bază (mm)	[pbt]	5,984	
Pasul frontal pe linia de contact (mm)	[pet]	5,984	
Înălțimea portantă a dintelui (mm)	[pz]	796,035	3184,141
Pasul axial (mm)	[px]	36,183	
Lungimea liniei de contact(mm)	[ga]	9,071 (9,237/8,223)	
Diametrul punctului de contact singular B(mm)	[d-B]	44,142	180,936
Diametrul punctului de contact singular D (mm)	[d-D]	46,291	178,835

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Gradul de acoperire pe capul dintelui	[ϵ]	0,789	0,727
Lungimea minimă pe linia de contact (mm)	[L _{min}]	64,528	
Gradul de acoperire frontal	[ϵ_a]	1,516	
Gradul de acoperire frontal cu toleranțe	[ϵ_a]	1,543/1,459/1,374	
Gradul de acoperire	[ϵ_b]	1,244	
Gradul de acoperire total	[ϵ_g]	2,759	
Gradul de acoperire total cu toleranțe	[ϵ_g]	2,787/2,702/2,618	
Factori de influență generală			
Forța tangențială nominală pe cercul de angrenare (N)	[F _t]	14747,5	
Forța axială (N)	[F _a]	2600,4	
Forța radială (N)	[F _r]	5450,5	
Forța normală (N)	[F _{norm}]	15936,1	
Încărcarea tangențială pe diametrul cercului de rulare al danturii (N/mm)	[w]	327,72	
Forțele pe cercul efectiv de rulare			
Forța tangențială nominală (N)	[F _{tw}]	14642,3	
Forța axială (N)	[F _{aw}]	2600	
Forța radială (N)	[F _{rw}]	5727,3	
Viteza tangențială pe diametrul de rulare (m/sec)	[v]	2,34	
Distanța de intrare în angrenare (μm)	[y _p]	0,600	
Distanța de intrare în angrenare (μm)	[y _f]	0,600	
Coeficientul de corecție	[C _M]	0,800	
Coeficient corp roata	[C _R]	0,1	
Coeficient profil referință	[C _{BS}]	0,900	
Coeficient de material	[E]	1,000	
Rigiditatea singulară a dintelui (N/mm/μm)	[c]	13,087	
Rigiditatea în angrenare (N/mm/μm)	[c _g]	18,150	
Masa redusă (kg/mm)	[m _{Red}]	0,00644	

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Turația de rezonanță (min^{-1})	[nE1]	23042	
Turația nominală (min^{-1})	[n]	0,043	
Domeniul subcritic			
Distanța de intrare în angrenare (μm)	[ya]	0,6	
Calculul KHb conform ISO 6336-1:2006*			
Aliniere axe (μ)	[fΣ[β/fΣδ]	4,0/4,0	
Cuplul		0	
* KHb calculat pentru valoarea maximă din următoarele variante (abaterea deviației axelor forma și eroarea de poziție a danturii (fHb)(μm)- -4,0/-3,0;3: -4,0/3,0;4: 4,0/-3,0;5: 4,0/3,0			
Factorul dinamic	[K _v]	1,010	
Factorul de încărcare pe lățimea dintelui-flanc	[K _{Hb}]	1,258	
Factorul de încărcare pe lățimea dintelui-piciorul dintelui	[K _{Fb}]	1,228	
Factorul de încărcare pe lățimea dintelui-uzura	[K _{Bb}]	1,258	
Factorul de încărcare pe înălțimea dintelui-flanc	[K _{Ha}]	1,046	
Factorul de încărcare pe înălțimea dintelui-piciorul dintelui	[K _{Fa}]	1,046	
Factorul de încărcare pe înălțimea dintelui-uzura	[K _{Ba}]	1,046	
Factorul de încărcare elicoidală pentru uzură	[K _{bg}]	1,261	
Numărul ciclurilor de încărcare	[N _L]	6.000,000	1.500,000
Rezistență la încovoiere la piciorul dintelui			
Calculul coeficientului de formă al dintelui			
Coeficientul de formă al dintelui	[Y _F]	1,79	1,53
Coeficientul de corecție al solicitării	[Y _s]	1,81	2,15
Unghiul de presiune efectiv ($^{\circ}$)	[α _{Fen}]	21,05	21,24

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Brațul forței de încovoiere (mm)	[h_F]	2,48	2,84
Grosimea dintelui la picior (mm)	[s_{Fn}]	4,07	4,70
Raza la piciorul dintelui (mm)	[r_F]	1,06	0,80
Coeficientul factorului de acoperire	[Y_{eps}]	1,000	
Coeficientul de acoperire	[Y_{bet}]	0,917	
Coeficientul de adâncime a dintelui	[Y_{DT}]	1,000	
Lățimea efectivă (mm)	[b_{ef}]	47,50	45,00
Solicitarea nominală la piciorul dintelui (N/mm^2)	[σ_F]	599,17	639,26
Solicitarea la piciorul dintelui (N/mm^2)	[σ_{FO}]	461,84	492,75
Tensiunile admisibile de încovoiere la piciorul dintelui roții test			
Coeficientul de suport	[y_{DREIT}]	0,994	1,004
Coeficientul de suprafață	[y_{RrelT}]	0,957	0,957
Coeficientul de mărime	[Y_x]	1,000	1,000
Coeficientul duratei finite de viață	[Y_{NT}]	1,000	1,000
Coeficientul de încovoiere alternativă	[Y_M]	1,000	1,000
Factorul tehnologic	[Y_T]	1,200	1,200
Coeficientul pentru durificarea suprafeței (pretensionare)			
Factorul de corecție al solicitării	[Y_{st}]	2,000	
$Y_{st} \cdot \sigma_{Flim}$ (N/mm^2)	[σ_{FE}]	740,000	740,000
Solicitarea admisă la piciorul dintelui (N/mm^2)	[σ_{FP}]	563,13	568,69
Rezistența limită la piciorul dintelui	[σ_{FG}]	844,69	853,03
Coeficientul de siguranță necesar	[S_{Fmin}]	1,500	1,500
Coeficientul de siguranță la solicitare la piciorul dintelui	[S_F]	1,41	1,33
Puterea transmisibilă (KW)		32,42	30,69
Solicitările la piciorul dintelui și coeficienții de siguranță luând în considerare forțele de pretensionare			
Pretensionarea (N/mm^2)	[σ_P]	-45,00	-85,00

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Rezistență limită la piciorul dintelui cu pretensionare	$[\sigma_{FG}]$	898,99	956,62
Coeficientul de siguranță pentru solicitarea la încovoiere la piciorul dintelui	$[S_F]$	1,50	1,50
Siguranța la pitting			
Coeficientul de zonă	$[Z_H]$	2,395	
Coeficientul de elasticitate	$[Z_E]$	189,812	
Coeficientul factorului de acoperire	$[Z_\varepsilon]$	0,812	
Coeficientul unghiului de înclinare al elicei	$[Z_\beta]$	1,008	
Lățimea efectivă a danturii(mm)	$[b_{ef}]$	45,00	
Presiunea nominală pe flanc	$[\sigma_{HO}]$	1126,43	
Coeficientul de contact singular al dintelui	$[Z_B, Z_D]$	1,000	1,000
Presiune pe flanc (N/mm^2)	$[\sigma_H]$	1298,53	1298,53
Coeficientul de ungere la numărul de cicluri	$[Z_L]$	1,020	1,020
Coeficientul de viteză la numărul de cicluri	$[Z_V]$	0,967	0,967
Coeficientul rugozității la numărul de cicluri	$[Z_R]$	0,952	0,952
Coeficientul de împerechere a materialelor	$[Z_W]$	1,000	1,000
Coeficientul de durată de viață finită	$[Z_{NT}]$	1,000	1,000
Coeficientul de mărime (flanc)	$[Z_X]$	1,000	1,000
Presiunea superficială (N/mm^2)	$[\sigma_{HP}]$	910,620	910,620
Limita rezistenței la pitting (N/mm^2)	$[\sigma_{HG}]$	1145,71	1145,71
Coeficientul de siguranță la presiunea de contact pe cercul de rulare efectiv	$[S_{Hw}]$	0,88	0,88
Coeficientul de siguranță necesar	$[S_{Hmin}]$	1,10	1,10
Puterea transmisibilă (KW)		22,20	22,20
Coeficientul de siguranță pentru solicitarea la contact singulară	$[\sigma_{HG}/\sigma_H]$	0,88	0,88
Siguranța stratului durificat în conformitate cu DNV41.2:2012			
Adâncimea de durificare necesară	$[t_{550}]$	0,20/0,30	0,20/0,30
Adâncimea de durificare EHT înainte de	$[t_{550}]$	0,35/0,45	0,35/0,45

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
tratamentul termic (mm)			
Duritatea necesară	[H _v]	550,000	550,000
Condiții pentru duritatea suprafetei(HV)	[H _v]	>613(HRC54)	>613(HRC54)
Siguranța stratului durificat		1,180	1,180
Coeficientul de siguranță		1,10	1,10
Rezistența la uzură-metoda de calcul în conformitate cu ISO TR 13989:2000			
Coeficientul de ungere	[X _s]	1,200	
Coeficientul de angrenare multiplă	[X _{mp}]	1,000	
Coeficientul de structură efectivă	[X _w]	1,000	
Coeficientul de contact termic	[B _M]	13,780	13,780
Corectie cap relevantă (μm)	[C _a]	3,400	3,400
Corecție de cap optimă (μm)	[Cef]	18,06	
Corectie luată ca optim în calcul		0	0
Lațime efectivă (mm)	[bef]	45,000	
Forța tangențială aplicată pe lățimea danturii (N/mm)	[W _{Bt}]	435,515	
Coeficientul unghiului de presiune	[X _α]	0,995	
Criteriul pentru temperatură			
Coeficientul de ungere	[X _L]	0,791	
Temperatura în masa dintelui (°C)	[θ _{Mi}]	50,000	
Temperatura de uzură (°C)	[θ _S]	336,340	
Punctul celei mai înalte temperaturi		-0,501	
Temperatura cea mai înaltă de contact (°C)	[θ _B]	96,89	
Coeficientul de scânteiere	[X _M]	50,058	
Coeficientul de abordare	[X _J]	1,032	
Coeficientul de distribuire a sarcinii	[X _{Gam}]	0,858	
Vâscozitatea dinamică (mPa*s)	[η _M]	108,30(50°C)	
Coeficientul de frecare	[μ _m]	0,076	
Coeficientul de siguranță necesar	[S _{Bmin}]	2,000	

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Coeficientul de siguranță la uzură (temperatura de scânteiere)	[S _B]	6,107	
Factorul de ungere	[X _L]	1,000	
Temperatura în masa dintelui (°C)	[θ _{M-C}]	50,000	
Temperatura pentru gripare (°C)	[θ _{Sint}]	360,780	
Coeficientul de scânteiere	[X _M]	50,058	
Coeficientul de intrare în angrenare	[X _E]	1,000	
Coeficientul factorului de acoperire	[X _ε]	0,271	
Vâscozitatea dinamică (mPa*s)	[η _{oil}]	108,3(50,0°C)	
Coeficientul mediu de frecare	[μ]	0,093	
Coeficientul geometric	[X _{BE}]	0,247	
Coeficientul de angrenare	[X _Q]	1,000	
Coeficientul corecției de cap	[X _{Ca}]	1,167	
Temperatura integrală a flancului dintelui	[θ _{int}]	71,26	
Coeficientul de siguranță necesar	[S _{Smin}]	1,800	
Coeficientul de siguranță la gripare (temperatura integrală)	[S _{Sint}]	5,063	
Coeficientul de siguranță raportat la cuplul transmis	[S _{SL}]	14,620	
Măsuratori pentru grosimea dintelui			
Date referitoare la dantura înainte de tratamentul termic preliminar			
Toleranța la grosimea dintelui (după TT)		-0,054/-0,084	-0,095/-0,145
Adaos de rectificare pe flanc (mm)	[q]	0,150	0,150
Numarul de dinți în măsurare	[k]	3,000	3,000
Cota peste dinți efectivă (mm)	[W _k]	15,857/15,829	65/141/65,094
Cota efectivă a bilei(rolei) (mm)	[D _{Mef}]	7,500	7,000
Diametrul efectiv peste rolă (mm)		51,461/51,401	185,302/185,178
Date referitoare la dantură după tratamentul termic final			
Abaterea grosimii dintelui conform DIN 3967 cd25			
Toleranța la grosimea dintelui (mm)	[As]	-0,054/-0,084	-0,095/-0,145

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Numărul dinți de măsurat	[k]	3,000	11,000
Cota peste dinți(fără joc) (mm)	[Wk]	15,608	64,930
Cota peste dinți efectivă (mm)	[Wke]	15,557/15,529	64,841/64,794
Diametrul punctului de contact (mm)	[dMWk]	44,626	179,416
Diametrul teoretic al bilei (mm)	[DM]	3,543	3,413
Diametrul efectiv (mm)	[Dmef]	3,750	3,500
Diametrul teoretic de la centru la bilă (mm)	[MrK]	25,461	92,372
Diametrul efectiv de la centru la bilă (mm)	[MrKef]	25,405/25,373	92,253/92,190
Diametrul punctului de contact (mm)	[dMMr]	45,469	179,671
Cota diametrală peste bila fără joc (mm)	[MdKe]	50,810/50,747	184,,506/184,379
Cota efectivă peste bile (mm)	[MdK]	50,922	184,745
Cota diametrală peste bila fără joc (mm)	[MdR]	50,922	184,745
Dimensiunea efectivă peste role (mm)	[MdRe]	50,810/50,747	184,506/184,379
Grosimea dintelui la coarda fără joc (mm)	[sn]	3,355	3,525
Grosimea efectivă la coardă (mm)	[sne]	3,301/3,271	3,430/3,380
Înălțimea de referință pentru coarda la diametrul de cap (mm)	[ha]	2,240	2,342
Grosimea dintelui la arc (mm)	[sn]	3,358	3,325
Jocul la distanță între centre (mm)	[a]	112,304/112,198	
Toleranța la jocul la distanță între centre (mm)	[ita]	-0,196/-0,302	
Toleranța la distanță între axe	[Aae]	0,018/-0,018	
Jocul de cap	[jj]	0,018/-0,018	
Jocul radial	[jr]	0,320/0,178	
Jocul tangențial (în secțiune frontală)	[jt]	0,284/0,139	
Unghiul de torsiune pentru roata fixă 1(°)		0,1589/0,0889	
Jocul normal (mm)	[jn]	0,229/0,128	
Clasa de precizie-în conformitate cu ISO 1328:1995			
Clasa de precizie - în conformitate cu ISO 1328:1995		6	6

Tabelul 3.2 Calculul geometric al danturilor

Mărime	Simbol	Roata 2	Roata 1
Abaterea de pas unitar (μm)	[fpt]	7,00	8,50
Abaterea de pas pe cercul de bază (μm)	[fpb]	6,60	8,00
Abaterea cumulată de pas peste 8 pași	[Fpk/8]	9,50	16,00
Abaterea de formă a profilului (μm)	[ffa]	5,50	7,50
Abaterea de poziție a profilului (μm)	[fHa]	4,60	6,00
Abaterea totală a profilului (μm)	[Fa]	7,50	6,00
Abaterea de formă a liniei flancului (μm)	[ffb]	9,50	10,00
Abaterea de poziție a liniei flancului (μm)	[fHb]	9,50	10,00
Abaterea totală a liniei flancului (μm)	[Fb]	13,00	15,00
Abaterea totală cumulată de pas (μm)	[Fp]	20,00	35,00
Bătaia radială (μm)	[Fr]	16,00	28,00
Bătaia radială compozită (μm)	[Fi]	36,000	37,000
Bătaia radială totală compozită (μm)	[fi]	9,50	9,50
Bătaia tangențială totală compozită (μm)	[Fi']	30,00	46,00
Bătaia tangențială totală compozită de la dinte la dinte (μm)	[fi']	10,00	12,00
Toleranța de aliniere a axelor conform ISO TR 10064:1992			
Valoarea maximă pentru eroarea de deviație a axelor	[f]	101,67	
Valoarea maximă pentru eroarea de înclinație a axelor		203,33	
Date adiționale			
Rigiditatea torsională		0,4	5,7
Coeficientul mediu de frecare		0,091	
Coeficientul de uzură conform Niemann		0,786	
Puterea pierdută din încărcarea din dantură (kW)	[P]	0,362	
Eficiența angrenării (%)	[η]	98,950	
Masa calculată (kg)	[M]	0,708	8,717
Masa totală (kg)	[M]	9,425	

3.3 Determinarea prin simulare numerică a influenței pretensionării angrenajelor dințate

Analiza din prezentul paragraf se va concentra pe studiul influenței pretensionării asupra comportării mecanice a dintilor unui pinion, figura 3.8, confectionat din C45. Asupra unui dint al pinionului acționează forță tangențială și forță radială, în două variante de încărcări: varianta 1 cu $F_t=17333$ N și forță radială $F_r=6779$ N, respectiv varianta 2 cu $F_t=14747$ N și forță radială $F_r=5450$ N. Analiza de tip static se va efectua prin simulare cu elemente finite [61], utilizând modulul Simulation din SolidWorks [71]. Din biblioteca SolidWorks s-a selectat un material cu caracteristici apropriate de ale oțelului C45: modul de elasticitate $E=210000$ N/mm², coeficientul lui Poisson 0,28 și limită de curgere 450 N/mm². În simulare, pretensionarea se va lua în considerare prin aplicarea unei forțe de compresiune (pretensionare) la baza dintelui; pentru intensitatea de ecrusare de 45 MPa corespunde o forță de pretensionare calculată de 4860 N, iar pentru intensitatea de ecrusare de 95 MPa corespunde o forță de pretensionare calculată de 10260 N. Pentru comparație simularea s-a aplicat și pe varianta dintelui fără pretensionare. Figura 3.8 prezintă geometria arborelui pinion ieșire, unde prin indicele 1 este marcat dintele analizat, iar prin indicele 2 direcția forței tangențiale F_t , perpendiculară pe flancul lateral al dintelui și tangentă la diametrul de rulare egal cu 45 mm.

Discretizarea geometriei s-a realizat cu 171895 elemente finite, figura 3.9.

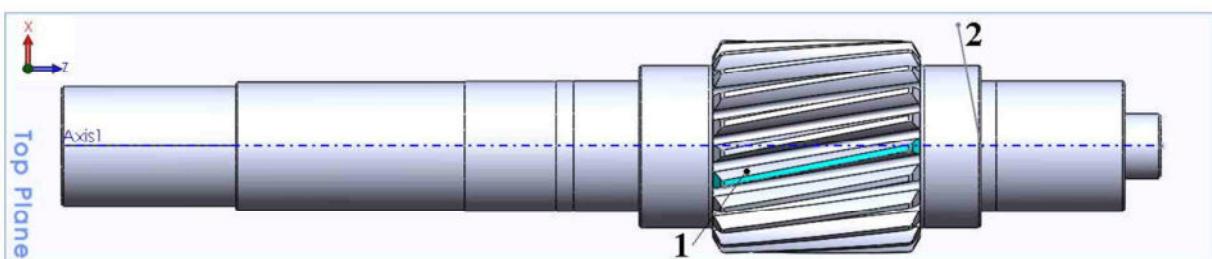


Fig. 3.8. Geometrie arbore pinion ieșire

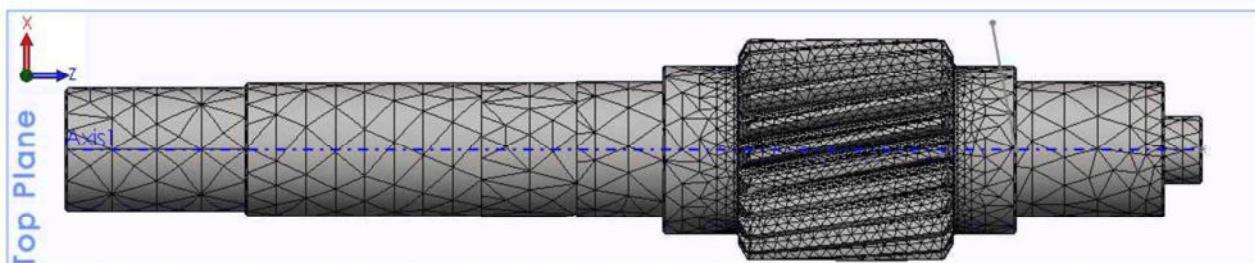


Fig. 3.9. Discretizarea geometriei arbore pinion ieșire în 171895 elemente finite

Figura 3.10 prezintă condițiile de frontieră aplicate asupra geometriei, pentru varianta de simulare fără pretensionare:

- fixarea geometriei prin condiția **Fixed Geometry** în dreptul celor două lagăre ale arborelui, ceea ce echivalează cu anularea gradelor de libertate a acestor entități;
- forță tangențială $F_t=17333$ N, aplicată perpendicular pe flancul dintelui 1, pe direcția definită de linia 2;
- forță radială $F_r=6779$ N, aplicată pe flancul dintelui 1, după direcție radială.

Figura 3.11 prezintă forța de pretensionare calculată de 4860 N, aplicată la baza dintelui 1, după direcție radială.

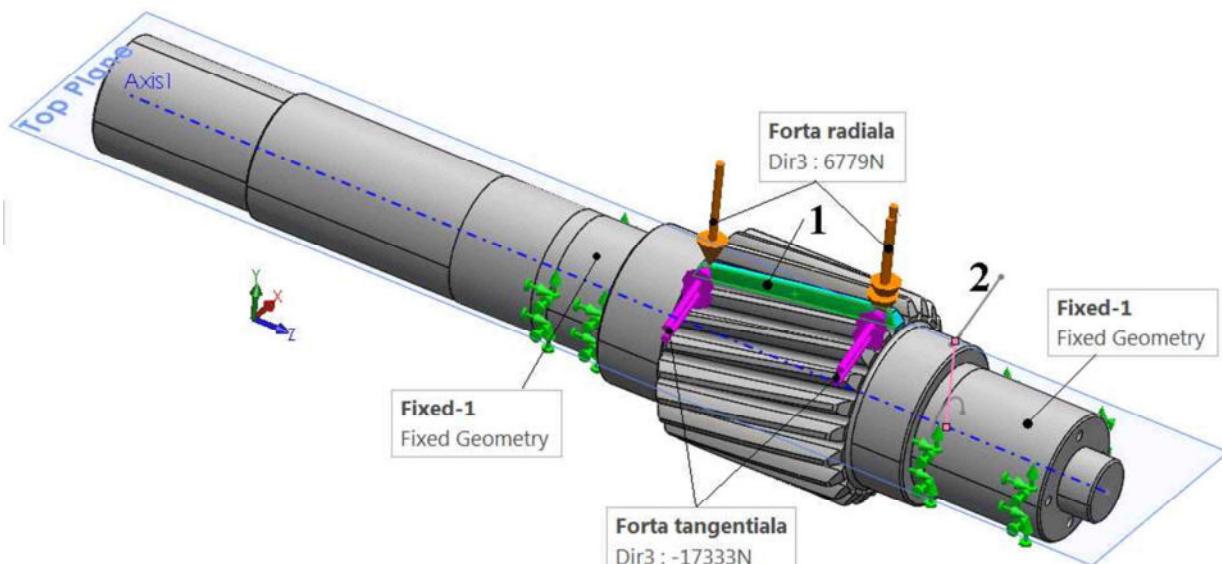


Fig. 3.10. Condițiile de frontieră aplicate asupra geometriei arbore pinion ieșire

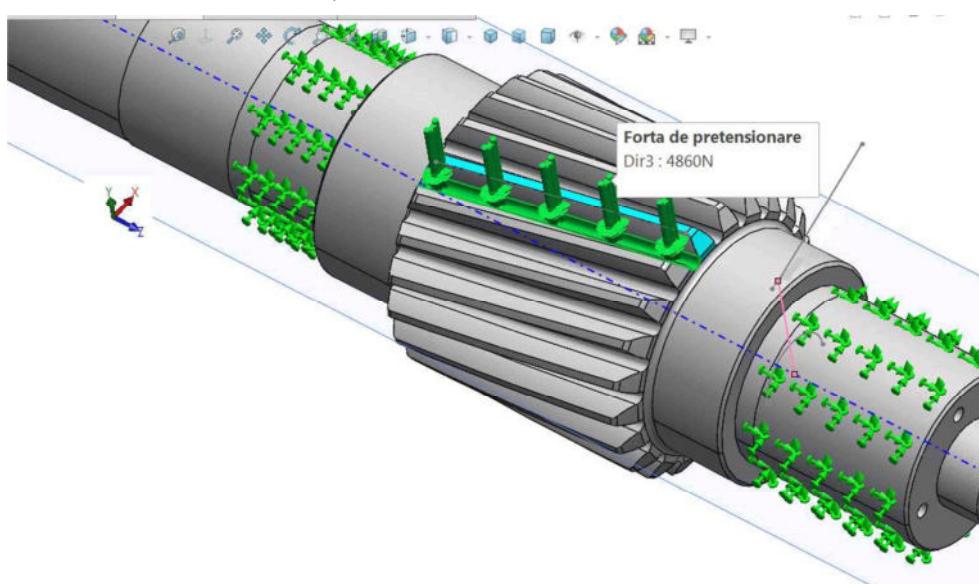


Fig. 3.11 Forța de pretensionare calculată de 4860 N

Rezultatele numerice ale simulării sunt centralizate comparativ în **tabelul 3.3**, unde:

- tensiunea von Mises σ este definită prin [relația 4.1](#), σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} , σ_{xy} , σ_{yz} , σ_{zx} fiind componentele matricii tensiunilor [61], [71]:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6 \cdot (\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{zx}^2) \right]} \quad (3.1)$$

- deformația maximă δ este deformarea maximă a dintelui ca rezultat al încărcărilor aplicate;
- coeficientul de siguranță C_f este definit ca raport între limita de curgere a materialului și tensiunea von Mises σ maximă din piesă.

<i>Tabel 3.3 Centralizator rezultate simulare</i>					Ft=17333 N Fr=6779 N	Ft=14747 N Fr=5450 N	
Caz analiză	Mărime	Simbol	UM	Valoare	Figura	Valoare	Figura
Fără pretensionare	Tensiune von Mises	σ	MPa	528,27	4.13	451	4.19
	Deformație maximă	δ	mm	0,031	4.14	0,027	4.20
	Coeficient de siguranță	C_f	-	0,928	-	1,086	
Cu pretensionare 45 MPa	Tensiune von Mises	σ	MPa	513,76	4.15	436,49	4.21
	Deformație maximă	δ	mm	0,030	4.16	0,025	4.22
	Coeficient de siguranță	C_f	-	0,954	-	1,123	
Cu pretensionare 95 MPa	Tensiune von Mises	σ	MPa	497,71	4.17	420,44	4.23
	Deformație maximă	δ	mm	0,028	4.18	0,024	4.24
	Coeficient de siguranță	C_f	-	0,985	-	1,165	

[Figura 3.12](#) evidențiază zona tensiunii maxime de la baza dintelui. [Figurile 3.13 ÷ 3.18](#) prezintă, sub forma hărților de culori, distribuția tensiunii von Mises σ respectiv a deformării δ pentru cele trei cazuri analizate.

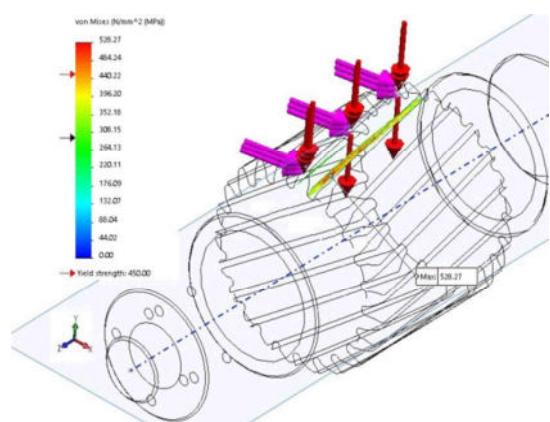


Fig. 3.12 Zona tensiunii maxime la baza dintelui

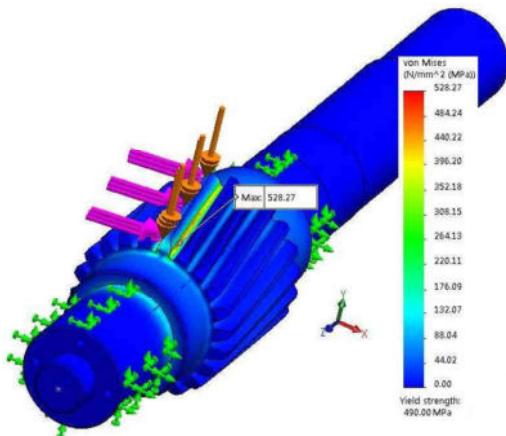


Fig. 3.13 Arbore pinion ieșire - fără pretensionare - $\sigma_{\text{von Mises}}=528,27 \text{ MPa}$
 $F_t = 17333 \text{ N } Fr = 6779 \text{ N}$

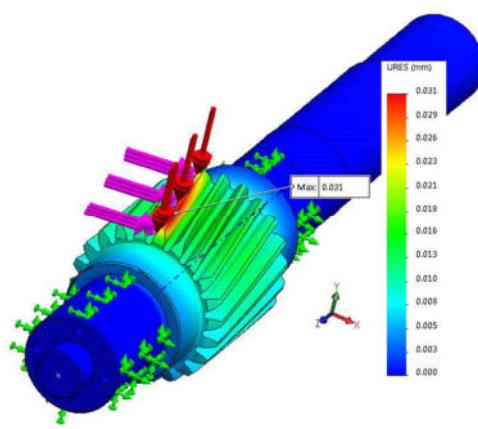


Fig. 3.14 Arbore pinion ieșire - fără pretensionare - $\delta_{\max}=0,031 \text{ mm}$
 $F_t = 17333 \text{ N } Fr = 6779 \text{ N}$

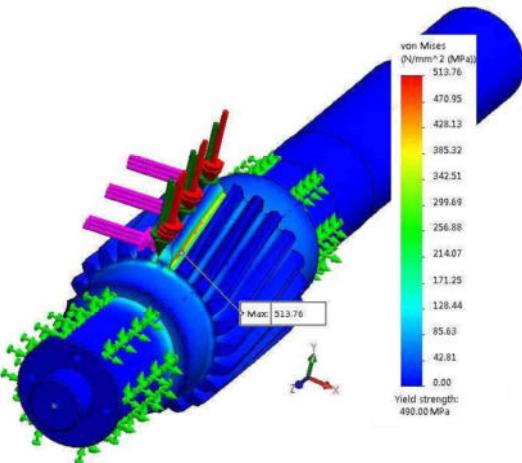


Fig. 3.15 Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 45 MPa - $\sigma_{\text{von Mises}}=513,76 \text{ MPa}$
 $F_t = 17333 \text{ N } Fr = 6779 \text{ N}$

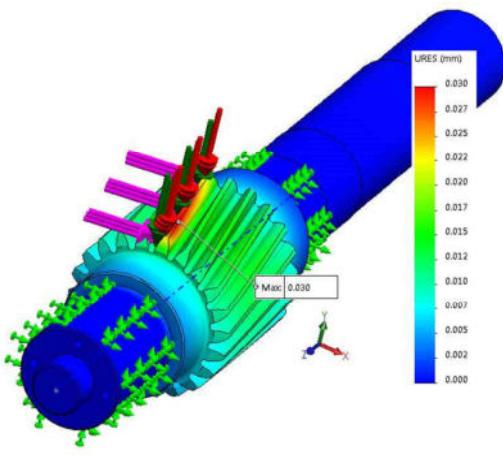


Fig. 3.16 Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 45 MPa – $\delta_{\max}=0,030 \text{ mm}$
 $F_t = 17333 \text{ N } Fr = 6779 \text{ N}$

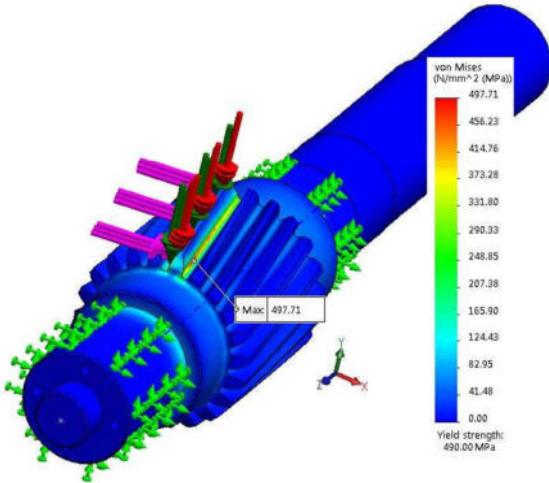


Fig. 3.17 Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 95 MPa - $\sigma_{\text{von Mises}}=497,71 \text{ MPa}$
 $F_t = 17333 \text{ N } Fr = 6779 \text{ N}$

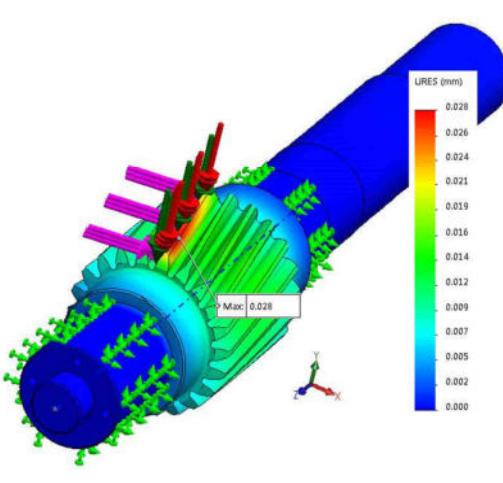
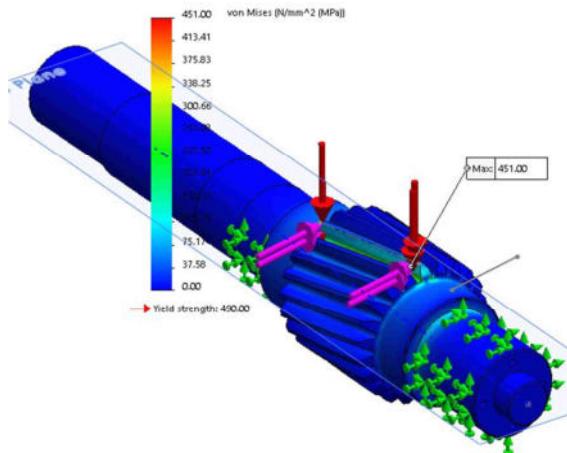
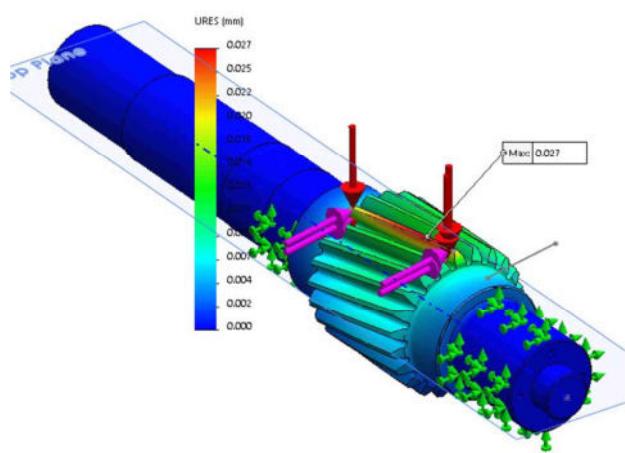


Fig. 3.18 Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 95 MPa – $\delta_{\max}=0,028 \text{ mm}$
 $F_t = 17333 \text{ N } Fr = 6779 \text{ N}$

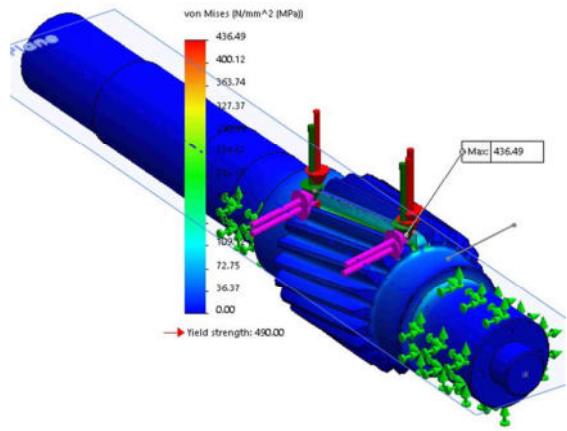
Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turatie



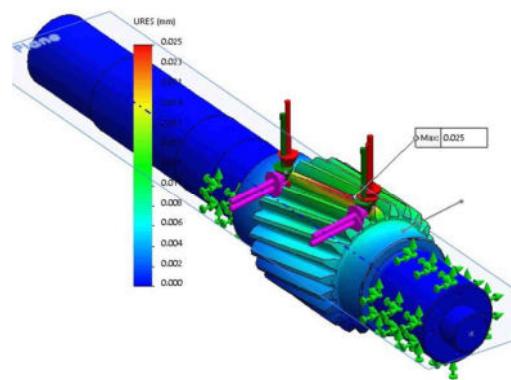
*Fig. 3.19 Arbore pinion ieșire - fără pretensionare - $\sigma_{\text{von Mises}}=451 \text{ MPa}$
 $F_t = 14747 \text{ N } F_r = 5450 \text{ N}$*



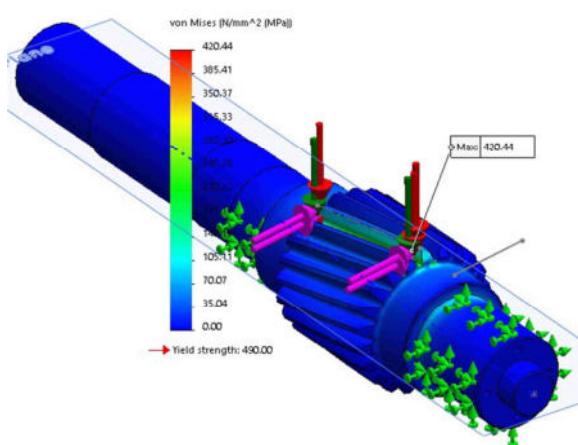
*Fig. 3.20 Arbore pinion ieșire - fără pretensionare – $\delta_{\max}=0,027 \text{ mm}$
 $F_t = 14747 \text{ N } F_r = 5450 \text{ N}$*



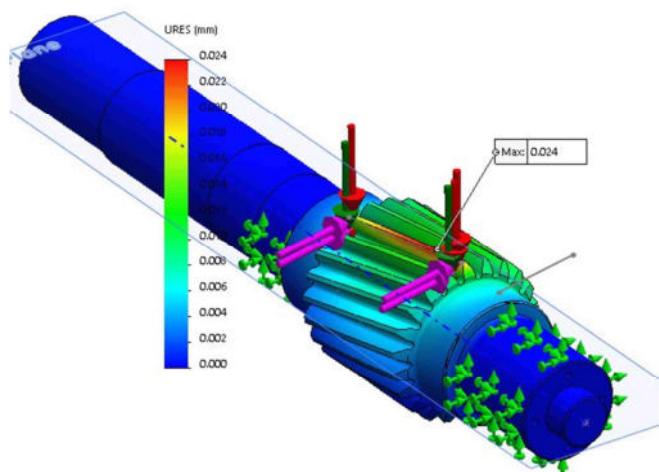
*Fig. 3.21 Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 45 MPa - $\sigma_{\text{von Mises}}=436,49 \text{ MPa}$
 $F_t = 14747 \text{ N } F_r = 5450 \text{ N}$*



*Fig. 3.22 Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 45 MPa – $\delta_{\max}=0,025 \text{ mm}$
 $F_t = 14747 \text{ N } F_r = 5450 \text{ N}$*



*Fig. 3.23 Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 95 MPa - $\sigma_{\text{von Mises}}=420,44 \text{ MPa}$
 $F_t = 14747 \text{ N } F_r = 5450 \text{ N}$*



*Fig. 3.24 Arbore pinion ieșire - cu pretensionare 95 MPa – $\delta_{\max}=0,024 \text{ mm}$
 $F_t = 14747 \text{ N } F_r = 5450 \text{ N}$*

3.4 CONCLUZII

În acest capitol a fost aleasă soluția constructivă a multiplicatorului și a fost prezentat calculul geometric al angrenajelor acestuia, utilizând programul de calcul specializat KissSoft, program utilizat în cadrul societății Reșița Reductoare și Regenerabile în proiectarea curentă a angrenajelor. De asemenea au fost calculați coeficienții de siguranță la solicitarea de oboseală la piciorul dintelui pentru diferite valori ale pretensionărilor. În continuare s-a realizat o simulare numerică pe pinionul de ieșire, utilizând programul SolidWorks Simulation, cu scopul de a pune în evidență influența inducerii unor tensiuni de compresiune la baza dintelui prin ecrusare. Concluziile rezultate din simulare au fost următoarele:

- Analiza efectuată a evidențiat zona de la baza dintelui ca fiind zona cu tensiune maximă, indiferent de cazul analizat: cu sau fără pretensionare.
- La nivelul deformațiilor, diferența este nesemnificativă pentru cele trei cazuri analizate, valorile 0,852 mm, 0,876 mm respectiv 0,904 mm fiind apropiate.
- Tensiunea von Mises înregistrează valori diferite funcție de cazul analizat: cea mai mare valoare 528,27 MPa se înregistrează pentru cazul fără pretensionare și scade spre valorile 513,76 MPa și 497,71 MPa odată cu creșterea pretensionării de la 45 MPa la 95 MPa; această scădere demonstrează faptul că pretensionarea prin ecrusare are un efect benefic asupra tensiunii de la baza dintelui, în sensul reducerii acesteia simultan cu creșterea pretensionării.
- Aceeași influență benefică rezultă și din valorile coeficientului de siguranță C_f , ale cărui valori cresc de la 0,852 pentru cazul fără pretensionare la 0,876 respectiv 0,904.

Pinionul a fost calculat astfel ca să se rupă după o perioadă de maxim 14 ore de funcționare, pentru a scurta timpul de experimentare necesar ruperii a acestuia și a evidenția comportamentul acestuia în varianta cu și fără pretensionare; această

dimensionare la limită se reflectă și în valoarea subunitară a coeficientului de siguranță. Pinionul a fost dimensionat astfel încât să poată transmite un moment $T=329$ Nm. Acestui moment îi corespunde o încărcare tangențială pe dantură $F_t=14747N$, caz în care durata de funcționare este nelimitată din punct de vedere a solicitării la încovoiere la baza dintelui. Pentru a se putea studia comportamentul materialului cu și fără pretensionare angrenajul a fost supus unor încărcări superioare la momentul $T=390Nm$. În această situație forța tangențială a crescut la valoarea $F_t=17333$, reducându-se durata de funcționare la 14 ore.

4. Pretensionarea angrenajelor multiplicatorului de turatie AV 11,25

4.1. Pretensionarea angrenajelor multiplicatorului AV 11.25

Angrenajele multiplicatorului au fost pretensionate cu două intensități:

- setul 1 a fost pretensionat cu intensitatea cuprinsă între $0,356 \div 0,457$ mm Almen;
 - setul 2 a fost pretensionat cu intensitatea cuprinsă între $0,254 \div 0,356$ mm Almen.

Pretensionarea s-a efectuat în compania Turbomecanica Bucureşti. În vederea stabilirii direcției de deplasare a diuzelor de ecrusare a fost necesară executarea dispozitivului prezentat în **figura 4.1**:

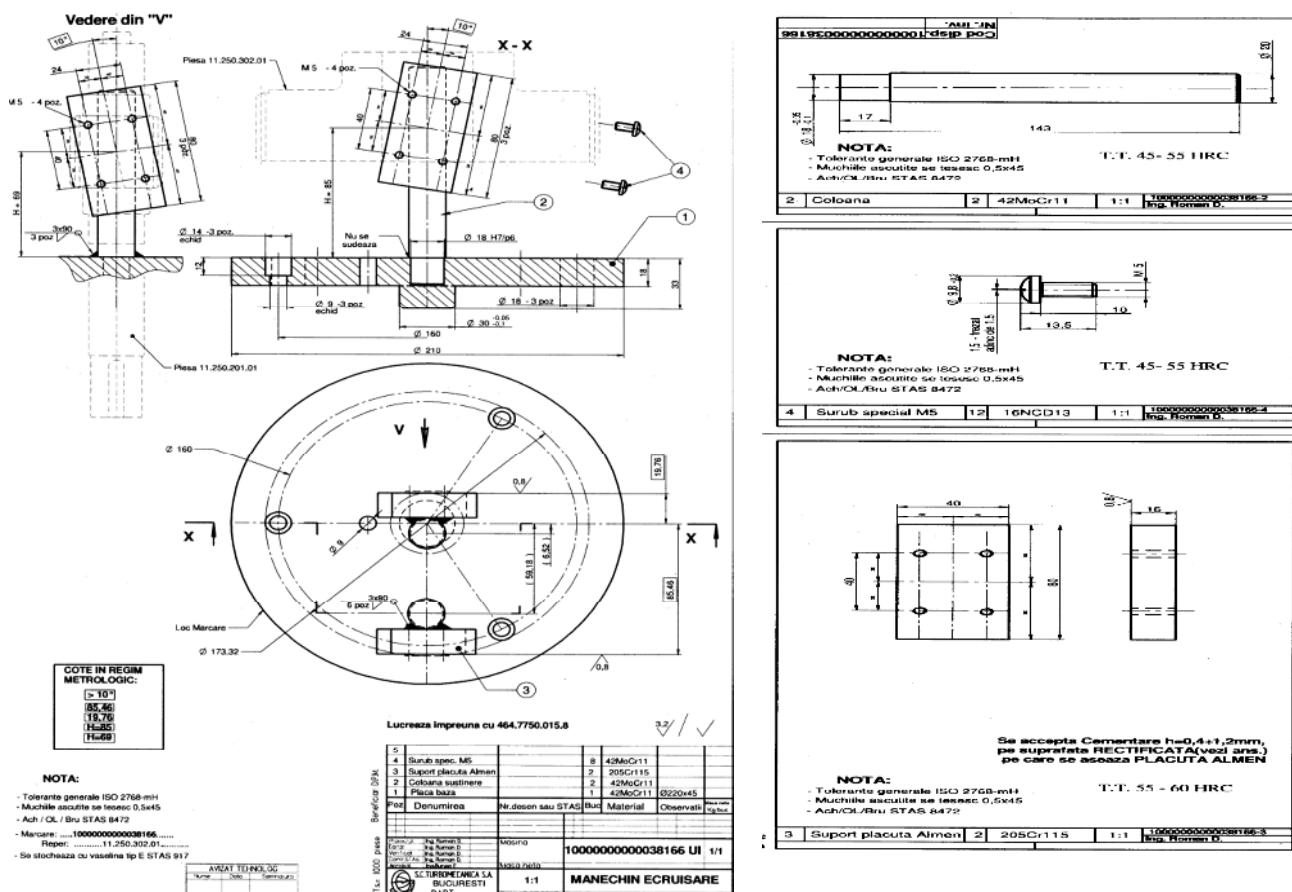


Figura 4.1. Dispozitiv de pretensionare

unde:

- 1- placă de bază;
 - 2- coloană de susținere;
 - 3- suport plăcuță ALMEN;
 - 4- surub special.

Rolul dispozitivului de ecrusare este acela de a regla direcția de deplasare a diuzelor de pretensionare în funcție de unghiul de înclinare al danturii. În **figurile 4.2., 4.3., 4.4., 4.5.** sunt prezentate dispozitivele de pretensionare a roții dințată $z=88$ respectiv a pinionului $z=22$. Pentru ca pretensionarea să se realizeze doar la fundul danturii, celelalte suprafete a angrenajelor au fost acoperite printr-o banda de protecție.

Dispozitivele au fost executate la S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile.

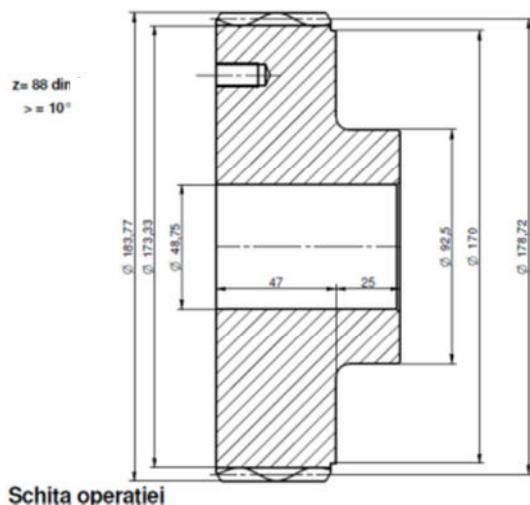


Figura 4.2. Roata dințată $z=88$

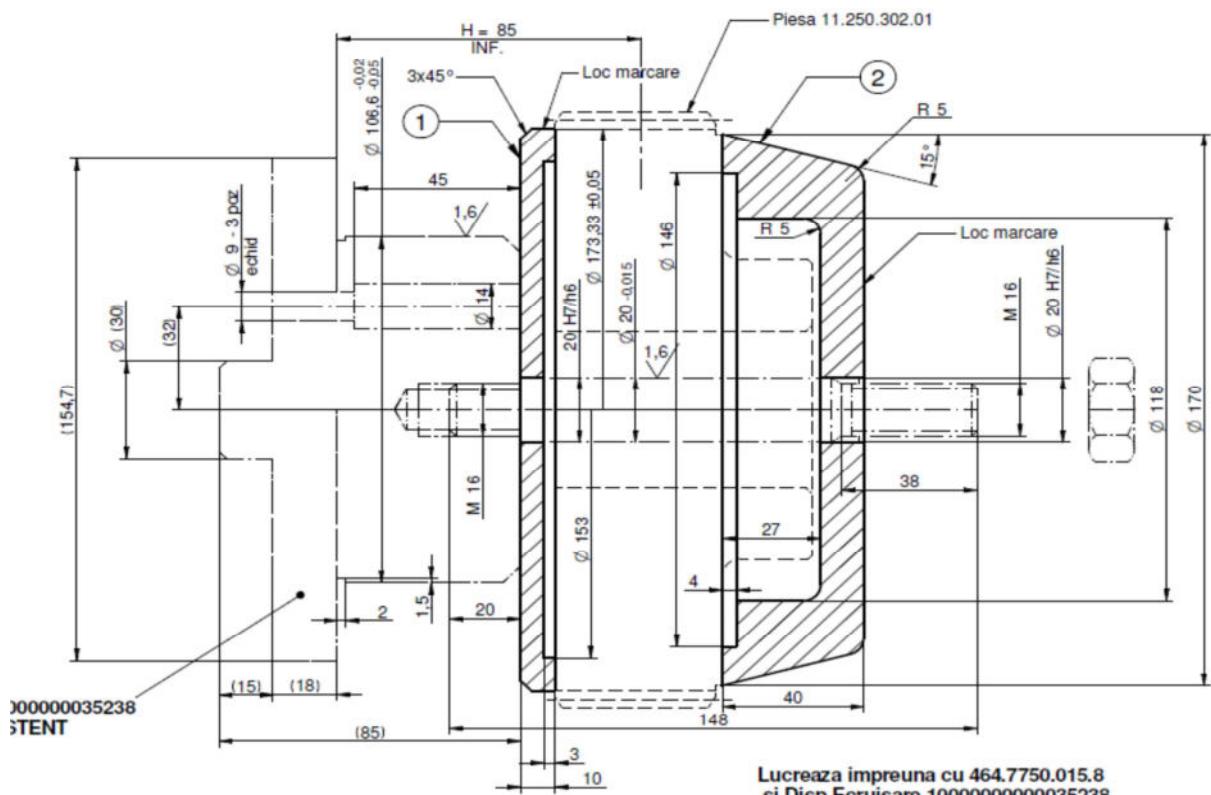


Figura 4.3. Dispozitiv pretensionare roată dințată

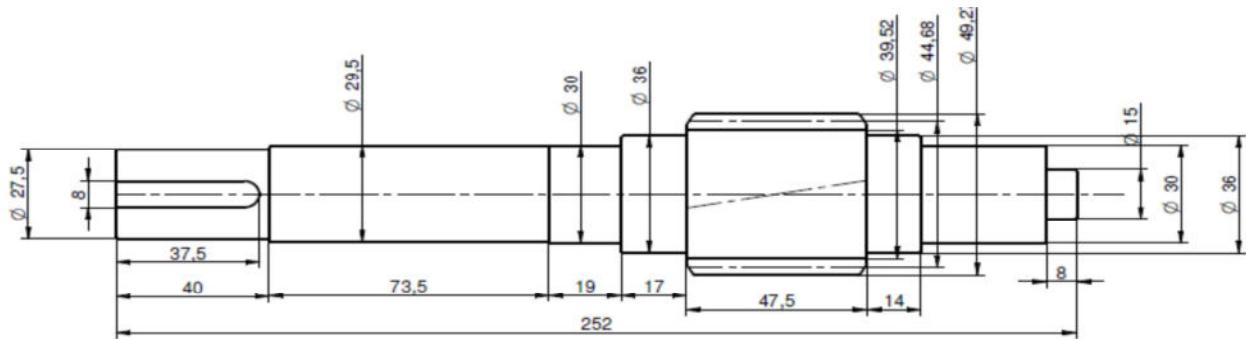


Figura 4.4. Pinion dințat z=22

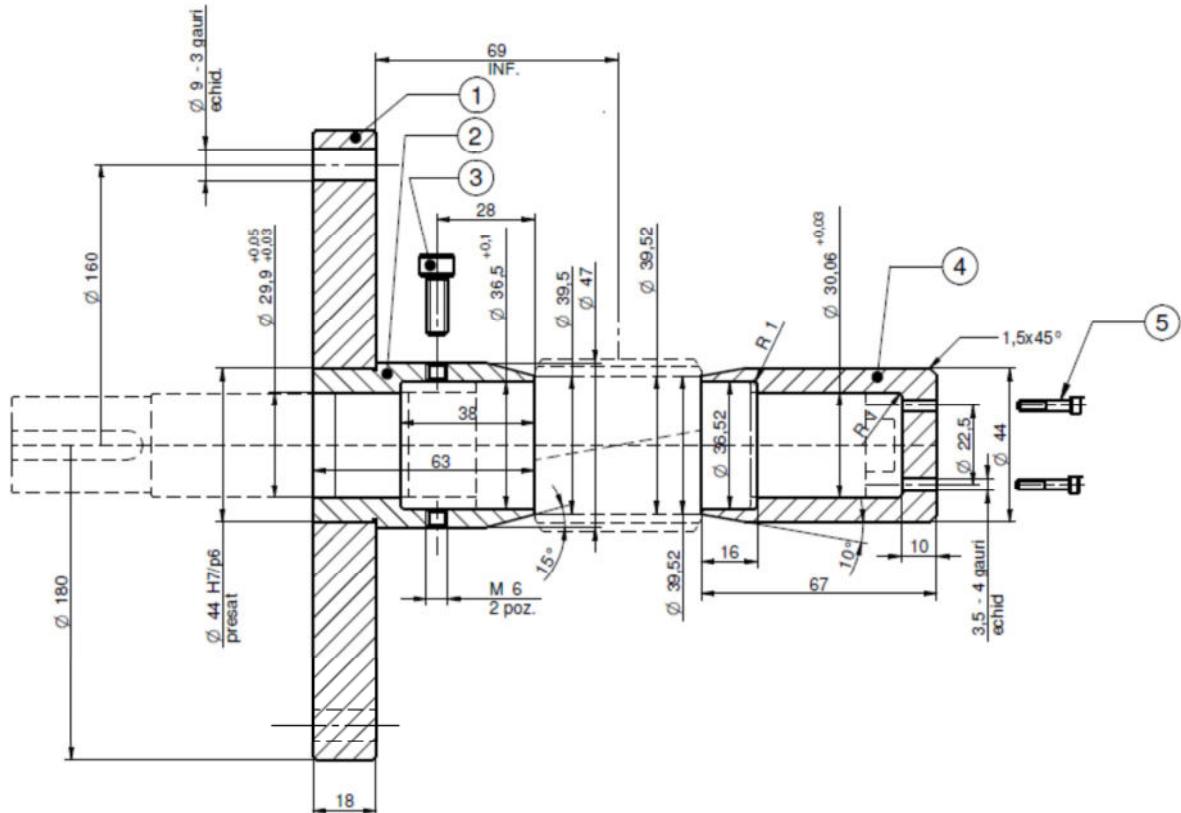


Figura 4.5. Dispozitiv pretensionare pinion dințat

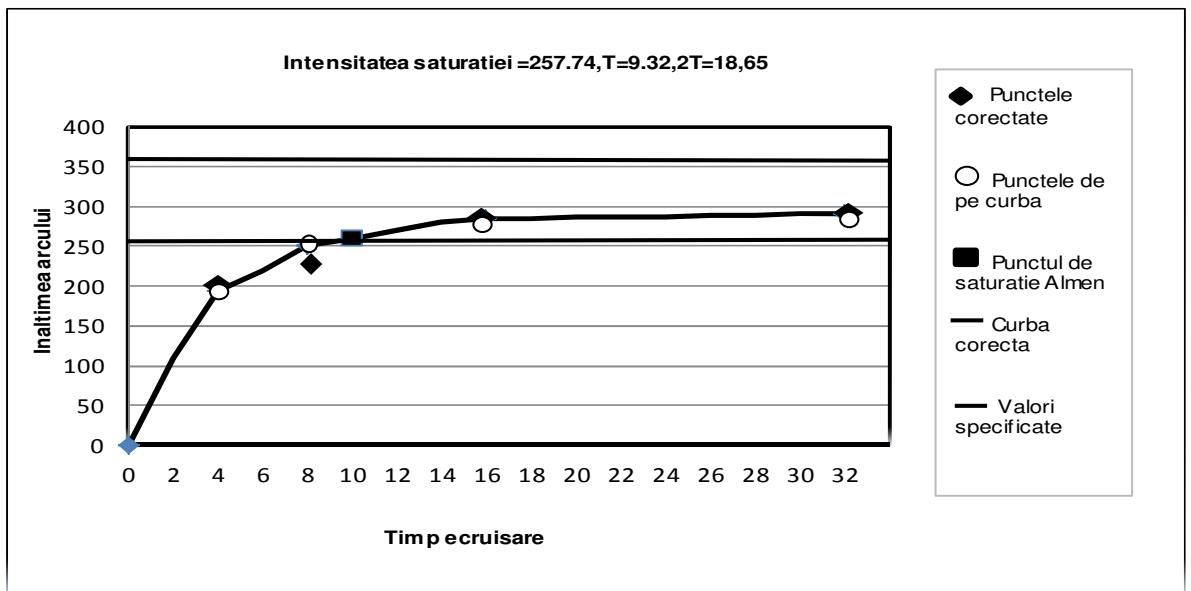
În **tabelele 4.1-4.4** se prezintă curbele de saturatie ridicate în vederea pretensionării angrenajelor supuse testării.

Aceste curbe de saturatie au fost ridicate în societatea Turbomecanica Bucureşti și au stat la baza determinării intensității de pretensionare pentru piesele propriu-zise

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turărie

Tabelul 4.1 Curbă saturatie pinion cu intensitate 0,254 - 0,356 mm Almen

Curba EXCEL-potrivit datelor benzilor Almen Inaltimea=a(1-exp(-b*timpul))													
CURBA SATURATIE SOLVER, PROGRAM SCS1													
EXP2P STANDARD vers.09													
Placuta nr.	Temp	Inaltime arc	Pre-arc	Corectat	Calc.Y	Rezidual	(Rez) ²	Parametri	Valori				
				Inaltime				a	286,38				
	0	0	0	0	0	0	0	b	0,25				
1	4	193		193	179,767	-13,232630	175,102497	valoare de pornire a=	291				
2	8	228		228	246,689	18,688830	349,272367						
3	16	284		284	280,876	-3,124360	9,761625	Intensitate Sat.	257,74				
4	32	291		291	286,27	-4,730095	22,373799	T	9,32				
5				0	0	0	0						
6				0	0	0	0						
7				0	0	0	0						
8				0	0	0	0	Daca AVERTIZARE sau EROARE apare atunci cititi nota de subsol					
9				0	0	0	0						
Val. Inferioara				254	SUM= 556,51029		RMS-R=	11,7952					
Val. Superioara				356									
Pas 1	Introduceti valorile in chenarul albastru dupa stergerea valorilor anterioare												
	Inaltimele arcului trebuie sa fie in microni												
Pas 2	Introduceti valoarea CORECTAT cea mai mare a inaltimei arcului ca valoare de start a in J4(valoarea solicitata apare in J6).												
Pas 3	Selectati caseta care contine SUM a (Rez) ² click Data (bara de instrumente EXCEL)												
	Selectati Solver, clik Solve, apasati OK												
Pas 4	Introduceti valorile inferioare si superioare specificate in chenarul rosu de mai sus												



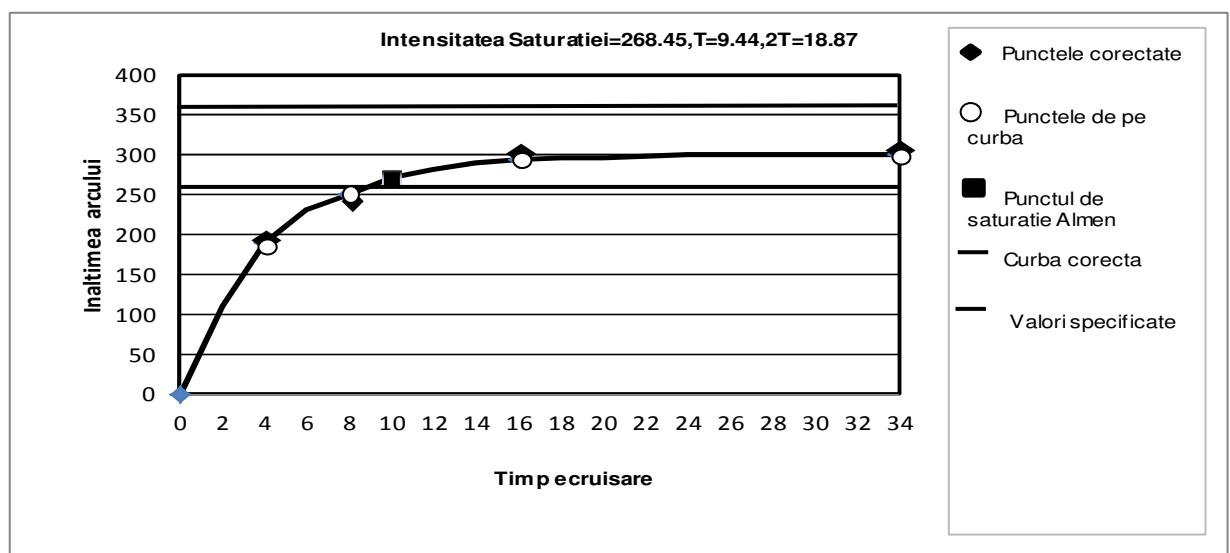
NOTA: "EROARE" semnifica faptul ca cea mai lungă perioada de ecrusare este mai mică decât 2T

"AVERTIZARE" semnifica că cea mai scurtă perioadă de ecrusare este mai mare decât T

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turătie

Tabelul 4.2 Curbă saturatie roată cu intensitate 0,254 – 0,356 mm Almen

Curba EXCEL-potrivit datelor benzilor Almen Inaltimea= a(1-exp(-b*timpul))										
CURBA SATURATIE SOLVER, PROGRAM SCS1										
EXP2P STANDARD vers.09										
Placuta nr.	Temp	Inaltime arc	Pre-arc	Corectat	Calc.Y	Rezidual	(Rez) ²	Parametri	Valori	
				Inaltime				a	298,28	
	0	0	0	0	0	0	0	b	0,24	
1	4	190		190	185.902	-4,097881	16,792629	valoare de pornire a=	299	
2	8	250		250	255.94	5,939686	35,279870			
3	16	294		294	294.267	-1,733188	3,003941	Intensitate Sat.	268,45	
4	32	299		299	298.155	-0,845209	0,714378	T	9,44	
5				0	0	0	0			
6				0	0	0	0			
7				0	0	0	0			
8				0	0	0	0	Daca AVERTIZARE sau EROARE apare atunci cititi nota de subsol		
9				0	0	0	0			
Val. Inferioara				254			SUM=	55,79082	RMS-R=	3,7347
Val. Superioara				356						
Pas 1	Introduceti valorile in chenarul albastru dupa stergerea valorilor anterioare Inaltimele arcului trebuie sa fie in microni									
Pas 2	Introduceti valoarea CORECTAT cea mai mare a inaltimei arcului ca valoare de start a in J4(valoarea solicitata apare in J6).									
Pas 3	Selectati caseta care contine SUM a (Rez) ² click Data (bara de instrumente EXCEL)									
Pas 4	Selectati Solver, click Solve, apasati OK									
	Introduceti valorile inferioare si superioare specificate in chenarul rosu de mai sus									

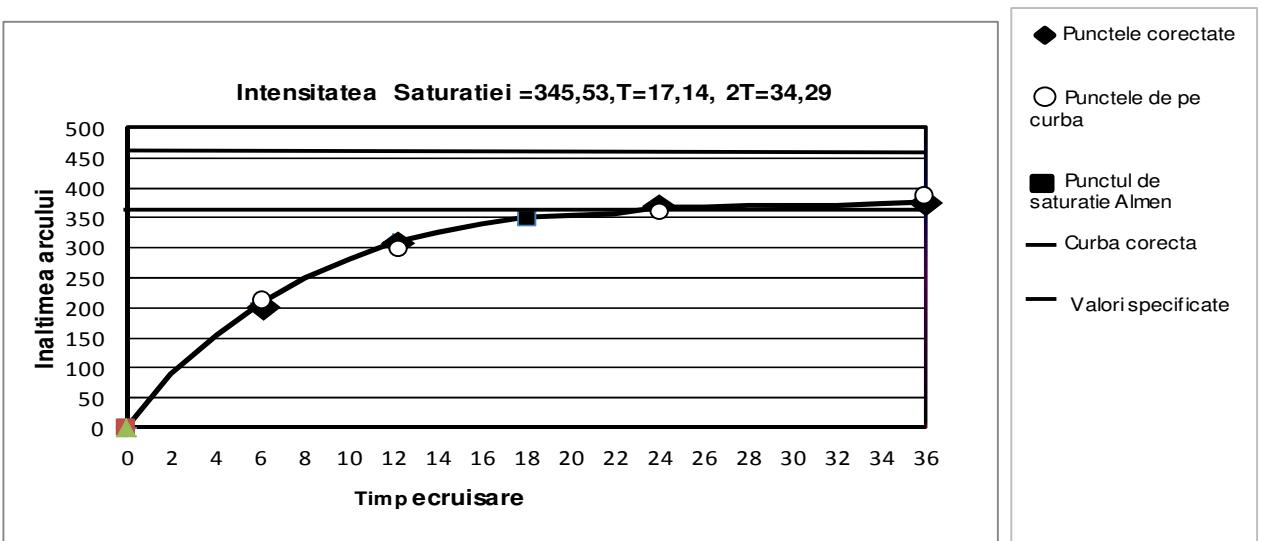


NOTA: "EROARE" semnifica faptul ca cea mai lunga perioada de ecrusare este mai mica decat 2T		
"AVERTIZARE" semnifica ca cea mai scurta perioada de ecrusare este mai mare decat T		

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turatie

Tabelul 4.3 Curbă saturatie pinion cu intensitate 0,356 - 0,457 mm Almen

Curba EXCEL-potrivit datelor benzilor Almen Inaltimea= a(1-exp(-b*timpul))									
CURBA SATURATIE SOLVER, PROGRAM SCS1									
EXP2P STANDARD vers.09									
Placuta nr.	Temp	Inaltime arc	Pre-arc	Corectat	Calc.Y	Rezidual	(Rez) ²	Parametri	Valori
				Inaltime				a	381.70
	0	0	0	0	0	0	0	b	0.13
1	6	207		207	211.215	4,214771	17,764295	valoare de pornire a=	376
2	12	310		310	305.555	-4,445219	19,759972		
3	24	368		368	366.513	-1,486989	2,211136	Intensitate Sat.	343,53
4	36	376		376	378.674	2,674188	7,151281	T	17,14
5				0	0	0	0		
6				0	0	0	0		
7				0	0	0	0		
8				0	0	0	0	Daca AVERTIZARE sau EROARE	
9				0	0	0	0	apare atunci cititi nota de subsol	
Val. Inferioara				356		SUM=	46,88668	RMS-R=	3,4237
Val. Superioara				457					
Pas 1	Introduceti valorile in chenarul albastru dupa stergerea valorilor anterioare								
	Inaltimele arcului trebuie sa fie in microni								
Pas 2	Introduceti valoarea CORECTAT cea mai mare a inaltimei arcului ca valoare de start a in J4(valoarea solicitata apare in J6).								
Pas 3	Selectati caseta care contine SUM a (Rez) ² click Data (bara de instrumente EXCEL)								
	Selectati Solver, click Solve, apasati OK								
Pas 4	Introduceti valorile inferioare si superioare specificate in chenarul rosu de mai sus								



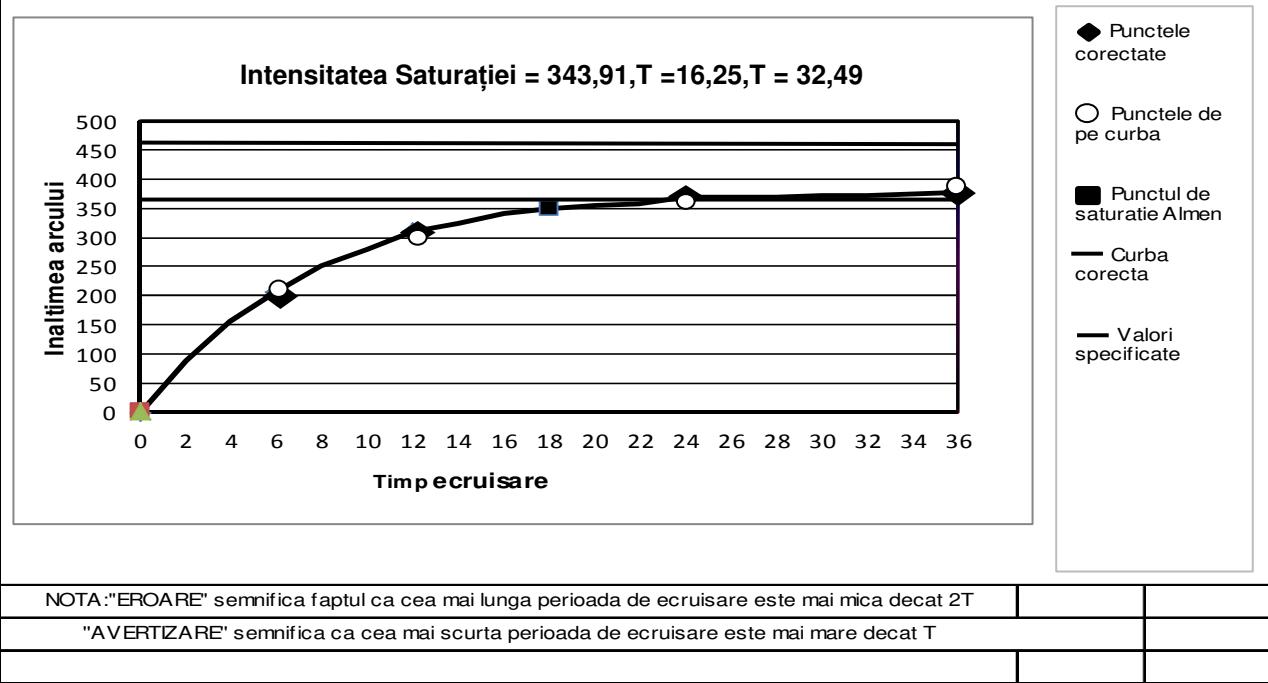
NOTA: "EROARE" semnifica faptul ca cea mai lunga perioada de ecrusare este mai mica decat 2T

"AVERTIZARE" semnifica ca cea mai scurta perioada de ecrusare este mai mare decat T

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turătie

Tabelul 4.4. Curbă saturatie roată cu intensitate 0,356 - 0,457 mm Almen

Curba EXCEL-potrivit datelor benzilor Almen Inaltimea= a(1-exp(-b*timpul))									
CURBA SATURATIE SOLVER, PROGRAM SCS1									
EXP2P STANDARD vers.09									
Placuta nr.	Temp	Inaltime arc	Pre-arc	Corectat	Calc.Y	Rezidual	(Rez) ²	Parametri	Valori
				Inaltime				a	382,13
	0	0	0	0	0	0	0	b	0,14
1	6	212		212	218.893	6,893313	47,517764	valoare de pornire a=	375
2	12	320		320	312.398	-7,601874	57,788488		
3	24	372		372	369.403	-2,597082	6,744835	Intensitate Sat.	343,91
4	36	375		375	379.805	4,804857	23,086651	T	16,25
5				0	0	0	0		
6				0	0	0	0		
7				0	0	0	0		
8				0	0	0	0	Daca AVERTIZARE sau EROARE apare atunci cititi nota de subsol	
9				0	0	0	0		
Val. Inferioara				356			SUM=	135,13774	RMS-R= 5,8124
Val. Superioara				457					
Pas 1	Introduceti valorile in chenarul albastru dupa stergerea valorile anterioare								
	Inaltimele arcului trebuie sa fie in microni								
Pas 2	Introduceti valoarea CORECTAT cea mai mare a inaltilor arcului ca valoare de start a in J4(valoarea solicitata apare in J6).								
Pas 3	Selectati caseta care contine SUM a (Rez) ² click Data (bara de instrumente EXCEL)								
	Selectati Solver, clik Solve, apasati OK								
Pas 4	Introduceti valorile inferioare si superioare specificate in chenarul rosu de mai sus								



4.2. Determinarea tensiunilor remanente din plăcile de test ALMEN

Determinarea tensiunilor remanente de compresiune din plăcile de test ALMEM, pentru a putea pune în corelație valorile pretensionărilor utilizate în metoda de calcul a solicitărilor la încovoiere la piciorul dintelui și tensiunile de compresiune induse prin operația de ecrusare s-a realizat în cadrul Centrului de Cercetare pentru materiale avansate din cadrul Universității Pitești.

4.2.1. Prezentarea generală a difractometrului Ultima IV

Difractometrul Rigaku Ultima IV permite utilizarea tuburilor generatoare de radiații X cu o putere maximă de 3 kW. El este dotat cu un goniometru θ - θ de înaltă precizie și optică CBO (Cross Beam Optics). Optica CBO permite modificarea cu ușurință a configurațiilor de lucru. Având o gamă largă de dispozitive, acest difractometru cu radiații X este multifuncțional, permitând analiza probelor în formă lichidă, pulberi, nano-materiale și straturi subțiri.

Optica CBO permite schimbarea cu ușurință a diferitelor configurații pentru optica fasciculului RX: metoda parafocalizării, metoda fasciculului paralel, împrăștiere la unghiuri mici, sistemul geometric pentru microsuprafață, DRX de înaltă rezoluție pentru straturi subțiri și măsurători *in-plane*.

Goniometrul θ - θ (figura 4.6) cu rigiditate mare permite mișcări foarte precise cu un pas unghiular minim de 1/10000 grade, pentru analiza straturilor subțiri, suprafețelor lichide, interfețelor etc, cu proba dispusă orizontal.

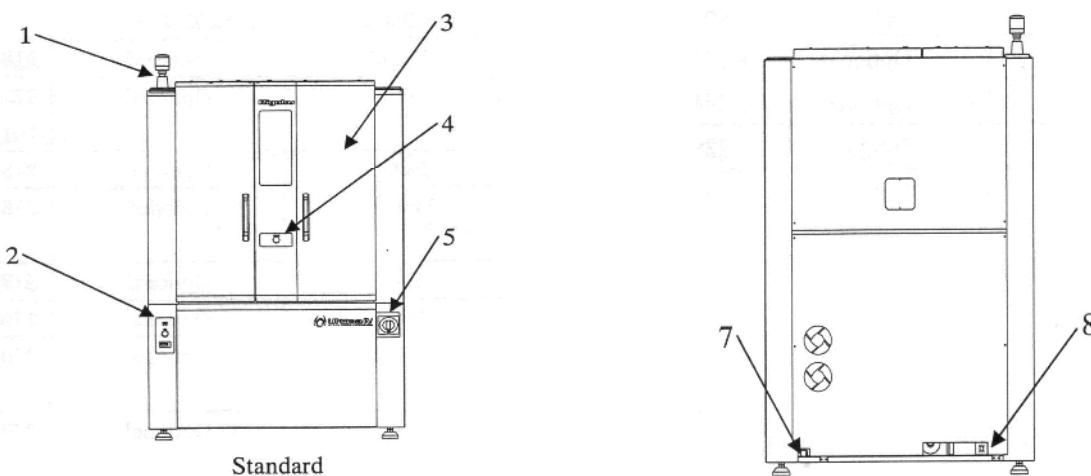


Figura 4.6. Difractometru RikacuUltima IV

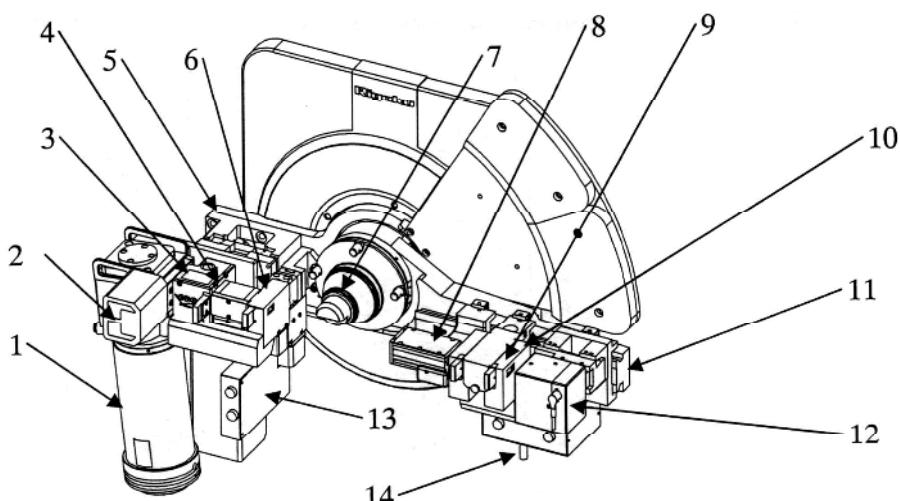
În **tabelul 4.5.** sunt prezentate principalele părți componente ale difractometrului Rikacu Ultima IV.

Tabelul 4.5. Părți componente ale difractometrului Rikacu Ultima IV

1	Bec de avertizare a funcționării tubului generator de radiații X - În timpul generării radiațiilor X becul emite lumină de culoare roșie
2	Panou operațional - Indică starea echipamentului și durata de folosire a tubului de RX; controlează iluminarea din interiorul echipamentului
3	Ușa pentru uz general - Ușă la care se poate atașa o unitate in-plane. Se închide și se deschide pentru a permite accesul operatorului în zona de lucru a difractometrului
4	Buton de închidere a ușii - Buton pentru blocarea și deblocarea ușii
5	Întrerupătorul principal (întrerupătorul EMO) - Se folosește la întreruperea sau alimentarea cu energie electrică a difractometrului
6	Orificiu de ieșire al cablului de alimentare - Orificiu pentru atașarea cablului de alimentare
7	Orificiu pentru conexiune externă - Orificiu pentru conectarea cablului de control și a furtunului pentru apă de răcire

4.2.2. Goniometrul Ultima IV (sistemul de 285 mm) – cu CBO

În **figura 4.7** se prezintă goniometrul Ultima IV (sistemul de 285 mm) cu CBO.



*Figura 4.7
Goniometrul Ultima
IV*

În **tabelul 4.6** sunt prezentate principalele elemente constructive ale goniometrului Ultima IV (sistemul de 285 mm) – cu CBO

Tabelul 4.6. Elemente constructive Goniometru Ultima IV

Nr.crt.	Părți componente	Funcție
1	Tubul generator de radiații X	Generează radiațiile X
2	Obturator	Controlează iradierea cu RX; permite ieșirea fasciculului de radiații X din carcasa tubului generator RX
3	Unitatea CBO (Cross Beam Optics)	Permite obținerea unui fascicul incident de radiații X divergent sau paralel, cu ajutorul unei oglinzi Gibels și a unei fante
4	Colimator Soller	Elimină divergența axială
5	Brațul theta-s	Permite modificarea unghiului θ format de fasciculul incident cu suprafața probei
6	Fantă variabilă pe fasciculul incident	Permite modificarea divergenței fasciculului incident
7	Dispozitiv probe standard	Permite fixarea probei pentru analiză
8	Colimator pentru fascicul paralel	Îmbunătățește rezoluția spațială în cazul în care se lucrează cu fascicul paralel
9	Fantă variabilă pe fasciculul difractat	Regleză lărgimea fasciculului de RX difractat
10	Atenuator	Regleză intensitatea RX
11	Detector	Detectează RX
12	Brațul in-plane	Permite (pentru analiza straturilor subțiri) unghiul în direcția rotației în lateralul probei
13	Controlul automat al lărgimii fantelor variabile din fasciculul incident	Se conectează linia de control a componentelor optice din partea incidentă
14	Controlul automat al lărgimii fantelor variabile din fasciculul difractat	Se conectează linia de control a componentelor optice din partea de recepție

4.2.3. Sisteme optice

Configurațiile difractometrului permit obținerea tipurilor de focalizare prezentate în tabelul 4.7

Tabelul 4.7 Timp de focalizare

Tip de focalizare	285 mm	Straturi subțiri
Parafocalizare	Standard	Standard
Fascicul pseudoparalel	Opțional	Opțional
Fascicul paralel	Opțional	Standard
Straturi subțiri	Opțional	Standard
Straturi subțiri – rezoluție înaltă	Opțional	Standard
Difracție <i>in-plane</i>	Opțional	Standard

Metoda para-focalizării

Se bazează pe principiul focalizării Bragg-Brentano. Acest fascicul focalizat permite măsurarea eficientă a intensității liniilor de difracție și permite o bună rezoluție. Operatorul poate selecta diferite condiții pentru intensitate și rezoluție, schimbând lățimile fantelor variabile. Acest sistem optic este în general folosit pentru analize calitative și cantitative ale probelor sub formă de pulbere.

Metoda fasciculului pseudo-paralel

Optica cu fascicul pseudo-paralel folosește fanta de divergență pentru a selecta porțiunea centrală a fasciculului de radiații X. Utilizând o fantă Soller în unitatea de recepție, acest sistem optic este proiectat să detecteze doar fasciculele paralele de radiații X dintre cele difractate de proba analizată la un anumit unghi. Deși valoarea intensității rezultante este mai scăzută decât în cazul opticii în focalizare Bragg-Brentano, această metodă este mai puțin sensibilă la forma suprafeței probei, fiind ideală pentru analiza de fază calitativă a straturilor subțiri la unghiuri de incidentă mici sau pentru măsurători de tensiuni reziduale.

Metoda fasciculului paralel

Utilizând o oglindă parabolică Göbels, fasciculul divergent incident pe oglindă se transformă într-un fascicul paralel. Sistemul optic al fasciculului paralel se caracterizează printr-o intensitate și rezoluție mare a unghiului de divergență față de sistemul optic al

fasciculului pseudo-paralel. Acest sistem optic este folosit nu numai pentru analiza structurii pulberilor ci și a filmelor (straturilor) subțiri și în măsurătorile de reflectometrie.

4.3. Măsurarea tensiunilor reziduale

Folosirea fasciculului paralel permite o măsurătoare rapidă și precisă a tensiunilor reziduale chiar și în cazul probelor cu suprafață neregulată.

4.3.1. Principiile măsurătorii

Măsurarea tensiunilor reziduale cu ajutorul radiațiilor X face apel la difracție pentru a măsura distanța interplanară a cristalitelor dintr-o probă și pentru a calcula tensiunile existente în suprafața probei.

În cazul unei probe policristaline, fiecare cristalit are diferite orientări cristalografice, găsindu-se în orice direcție a planelor cristaline care au aceeași indici cristalografici. Presupunând că există tensiuni care acționează asupra suprafeței, cum distanța interplanară a cristalitelor se modifică de-a lungul direcției de acționare a tensiunii, iradierea probei din diferite direcții permite detectarea radiațiilor X la diferite unghiuri datorită măririi sau micșorării distanței interplanare.

Când o probă este iradiată de radiații X caracteristice de o anumită lungime de undă λ , difracția radiațiilor X incidente apare numai pentru planele cristaline care îndeplinesc condiția Bragg:

$$2d \sin \theta = n\lambda \quad (4.1)$$

unde

d – distanța interplanară;

θ – unghiul de difracție;

n – număr întreg reprezentând ordinul de difracție.

Analiza radiației refractate relevă un vîrf de difracție a cărui poziție unghiulară permite determinarea tensiunii reziduale [67], [20], [68].

Ca rezultat, modificări ale distanței interplanare conduc la modificări ale unghiului θ .

Acuratețea măsurătorii este dată de relația:

$$\frac{\Delta d}{d} = -\cot \theta \Delta \theta \quad (4.2)$$

Această relație indică faptul că o acuratețe mai bună a măsurătorii este obținută pentru unghiuri θ cât mai apropiate de 90° .

Tensiunea σ poate fi obținută din legea lui Hooke:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = -E \cot \theta \cdot \Delta \theta \quad (4.3)$$

Următoarea relație exprimă relația între tensiunile σ_x în direcția X, deformarea $\varepsilon_{\psi x}$ în direcția X la unghiul ψ dintre axa Z (normală la planele din suprafața probei) și direcția tensiunii măsurate (axa X), și unghiul de difracție a radiațiilor X:

$$\sigma_x = \frac{E}{1+\nu} \cdot \frac{\partial \varepsilon_{\psi x}}{\partial \sin^2 \varphi} = -\frac{E}{2(1+\nu)} \cot \theta_0 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\partial 2\theta_{\psi x}}{\partial \sin^2(\psi_0 + \eta)} \quad (4.4)$$

unde

E – modulul de elasticitate al lui Young;

ν – coeficient Poisson;

$\theta_{\psi x}$ - unghiul de difracție al radiațiilor X caracteristice dat de planele cristaline perpendiculare pe direcția de măsurare;

θ_0 – unghiul de difracție corespunzător probei netensionate (multiplicat cu $\pi/180$ pentru conversia în radiani).

În continuare este prezentată relația dintre planul probei, planul cristalin și detector, relație obținută prin iradierea unei probe de oțel ce conține o singură fază α (martensită) cu radiație X caracteristică de Cr. În acest caz poziția liniei α-Fe este $2\theta \approx 156^\circ$.

$$\sigma_x = -K \cdot B \quad (4.5)$$

$$K = \frac{E \cot \theta_0}{2(1+\nu)} \cdot \frac{\pi}{180} \left(\text{kg / mm}^2 / \text{grad} \right) \quad (4.6)$$

$$B = \frac{\partial 2\theta_{\psi x}}{\partial \sin^2(\psi_0 + \eta)} (\text{grade}) \quad (4.7)$$

Valoarea indicată de constanta K depinde de materialul probei și de lungimea de undă a radiației X.

Valoarea lui B este un "straight line gradient" obținut prin reprezentarea grafică a modificărilor unghiurilor de difracție care apar când unghiul de incidență ψ este modificat ca în graficul ($2\theta - \sin^2 \psi$) prezentat în figura 4.8.

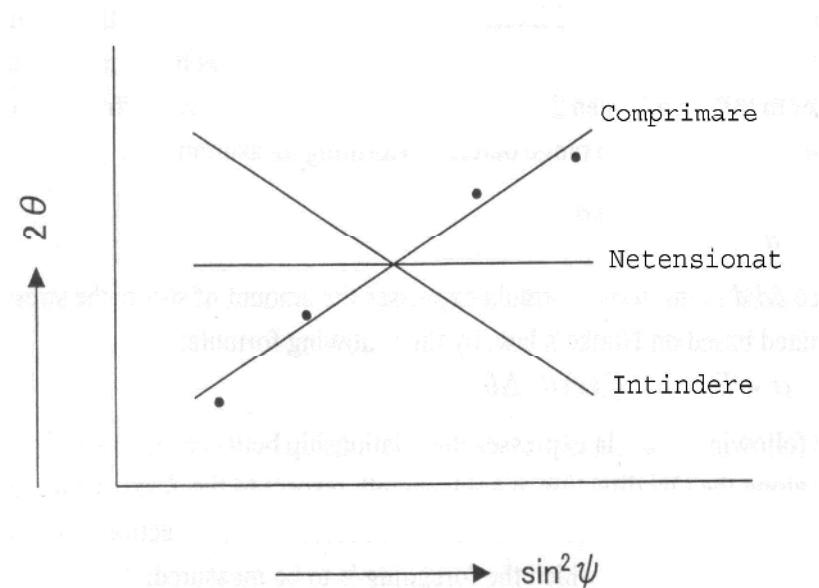


Fig. 4.8 Reprezentarea $2\theta - \sin^2 \psi$

4.3.2. Metoda de măsurare și relația de calcul a tensiunii

Pentru a determina gradientul $\partial(2\theta)/\partial(\sin^2 \psi)$ prin măsurători de tensiuni cu radații X se pot folosi mai multe metode:

Metoda $\sin^2 \psi$

Această metodă necesită cel puțin trei măsurători la diferite unghiuri ψ . În mod normal măsurătoare tensiunilor reziduale se efectuează cu 4 unghiuri diferite.

$$\delta = -\frac{E}{2(1+\nu)} \cot \theta_0 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\partial 2\theta \psi_x}{\partial \sin^2(\psi_0 + \eta)} \quad (4.8)$$

Metoda Glocker (metoda 0^0 - 45^0)

Această metodă necesită două măsurători la două unghiuri diferențiate ψ . În mod normal măsurătorile se efectuează la $\psi = 0^0$ și $\psi = 45^0$.

$$\delta = -\frac{E}{2(1+\nu)} \cot \theta_0 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{2\theta \psi_2 2\theta \psi_1}{\partial \sin^2(\sin^2 \psi_2 - \sin^2 \psi_1)} \quad (4.9)$$

$$\psi_1 = 0^0 + \eta \quad (4.10)$$

$$\psi_0 = 45^0 + \eta$$

Metoda θ -2 θ

- unghiul dintre planele cristaline ale cristalitelor care contribuie la difracție la un anumit unghi de incidență și planul probei este întotdeauna același; acest lucru permite măsurători precise chiar și atunci când tensiunile reziduale sunt mari și, în plus, se elimină efectul produs de diferența dintre lungimile de undă $K\alpha_1$ și $K\alpha_2$;
- efectele texturii probei asupra unghiului de difracție pot fi ignorate; efectele dimensiunilor de cristalit asupra rezultatului măsurătorilor sunt reduse;
- efectul absorbției radiațiilor X poate fi ignorat.

Metoda axei θ fixe

Este cunoscută și ca metoda ψ constant. Această metodă se bazează pe o cameră cu reflexie în spate, captura putând fi efectuată cu un film sau cu un detector.

- Pentru că axa θ este fixă, această metodă este ideală pentru măsurarea structurilor de dimensiuni mari;
- Unghiul format între planul cristalin și planul probei poate avea valori mai mari cu $\eta^0 = 90 - \eta$ decât în metoda θ -2 θ , chiar și atunci când unghiul de incidență este același în cele 2 metode. În această metodă gradientul $\frac{\partial 2\theta}{\partial \sin^2 \psi}$ din relațiile (4.8),

(4.9) și (4.10) devine $\frac{\partial 2\theta}{\partial \sin^2(\psi + \eta)}$.

În tabelul 4.8 sunt prezentate constantele folosite în măsurători de tensiuni reziduale

Tabelul 4.8. Tabel cu constante folosite în măsurători de tensiuni reziduale

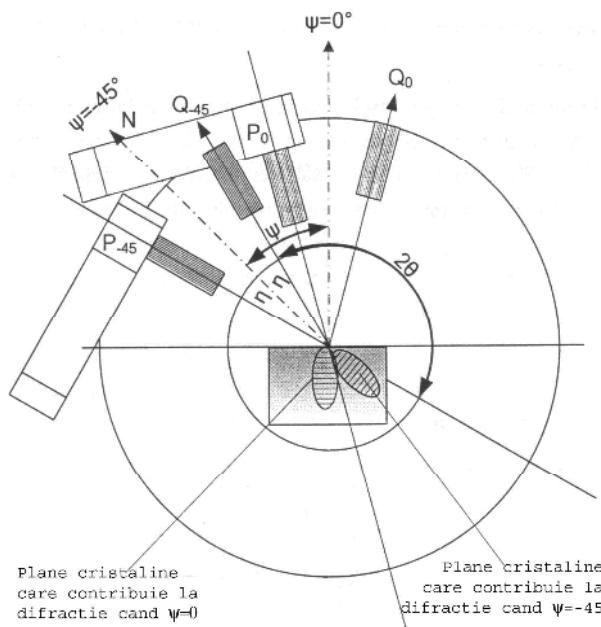
Reco-mandare	Material	Struc-tura	Constanta rețea (nm)	Modul Young (MPa)	Coef. Poisson	Lungime undă	Plan de difracție	Unghi difracție ($^{\circ}$)	Constantă tensiune (MPa)
•	Fea	BCC	0,2866	175000	0,28-0,3	CrKa	(211)	156,4	-318
						CoKa	(310)	161,4	
•	Fey	FCC	0,3656	149000	0,30	CrKβ	(311)	148,52	-366
○						MnKa	(311)	152,0	
○						VKa	(220)	160,5	-171,87
						CrKa	(220)	128,7	
						CrKa	(311)	139,3	-170,0
						CrKa	(222)	156,6	-92,1

Reco-mandare	Material	Struc-tura	Constanta rețea (nm)	Modul Young (MPa)	Coef. Poisson	Lungime undă	Plan de difracție	Unghi difracție (°)	Constantă tensiune (MPa)	
						CoK α	(420)	162,1	-70,7	
						CoK α	(331)	148,1	-128,8	
						CuK α	(333)	164,0	-63,0	
•	Cu	FCC	0,3615	127200	0,364	CuK α	(420)	144,7	-258,8	
						CoK α	(400)	163,5	-117,9	
						CrK β	(311)	146,0	-248,7	
▲						CrK α	(220)	127,3	-402,9	
▲						VK α	(220)	156,7	-167,9	
	Cu ₇ Zn ₃	FCC	-	105000	0,374	CrK α		125,0		
						VK α		148,6	-166,9	
	WC	FCC (HPC)	a-0,2910 b-0,2840 c-0,0976	523700	0,22	CoK α	(211)	165,3	-483,0	
						CuK α	(211)	117,3		
	Ti α	HPC (BCC)		113400	0,321	CoK α	(114)	154,3	-171,0	
						CuK α	(302)	148,4	-211,8	
						VK α	(111)	152,3	-923,1	
	Ti β	BCC	0,29504			VK α		143,4		
	Ni	FCC	0,35238	214000	0,336	CrK α	(220)	133,5		
						CrK β	(311)	157,7		
	Si	Dia-mant	0,54282	107300	0,215	CoK α	(513)	153,9	-178,6	
						CuK α	(533)	136,9	-304,3	

Recomandare: • – excelent, ○ – bine, ▲ – poate fi folosit

Acest tabel poate fi folosit ca un ghid pentru alegerea condițiilor de măsurare a tensiunilor reziduale pentru diferite materiale analizate.

În **figura 4.9.** sunt prezentate modalitățile de achiziție a datelor de difracție în metodele ψ constant (**fig. a**) și ψ_0 constant (**fig. b**).



*Figura 4.9. a. Metoda ψ constant
(θ - 2θ sincronizate)*

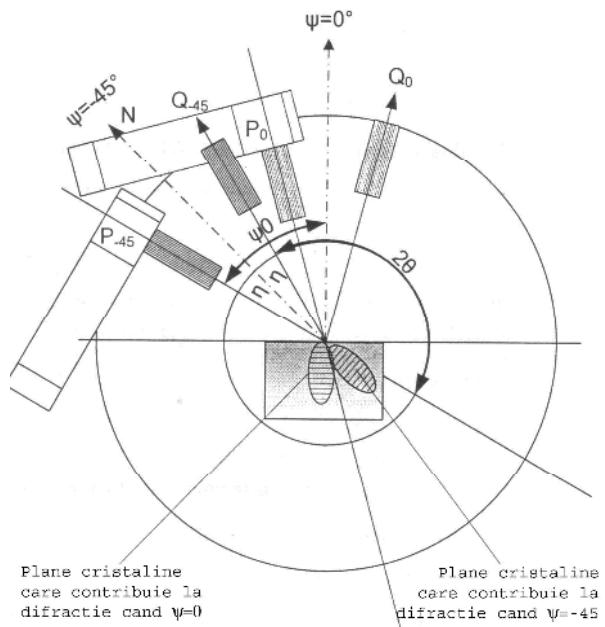


Figura 4.9. b. Metoda ψ_0 constant (θ fix)

4.3.3. Metoda fasciculului paralel

În metoda fasciculului paralel o mică deplasare a poziției suportului de probă pe direcția verticală nu influențează poziția liniilor de difracție detectate. Acest lucru se datorează faptului că lărgimea fasciculului de radiații X detectat (vezi figura 4.10) este atât de mare încât variația unghiului de alunecare θ nu influențează poziția liniilor de difracție pentru orice locație a poziției probei în intervalul y ilustrat în figură.

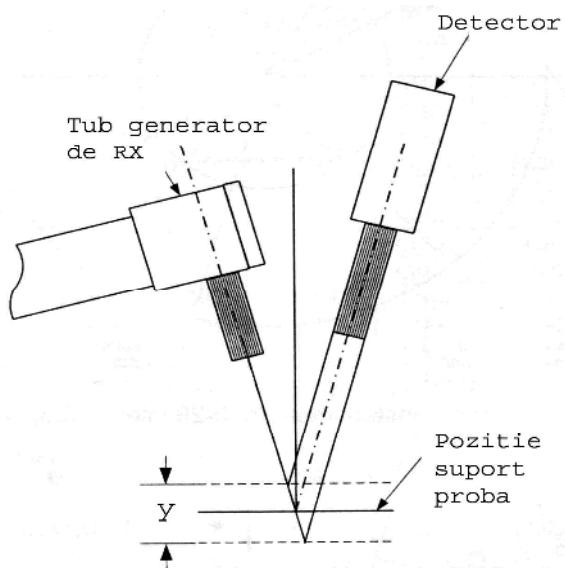


Figura 4.10 Poziția probei în metoda fasciculului paralel

În **figura 4.11** se prezintă metoda de măsurare a plăcilor de test ALMEN pe mașina de măsurat Automate II.

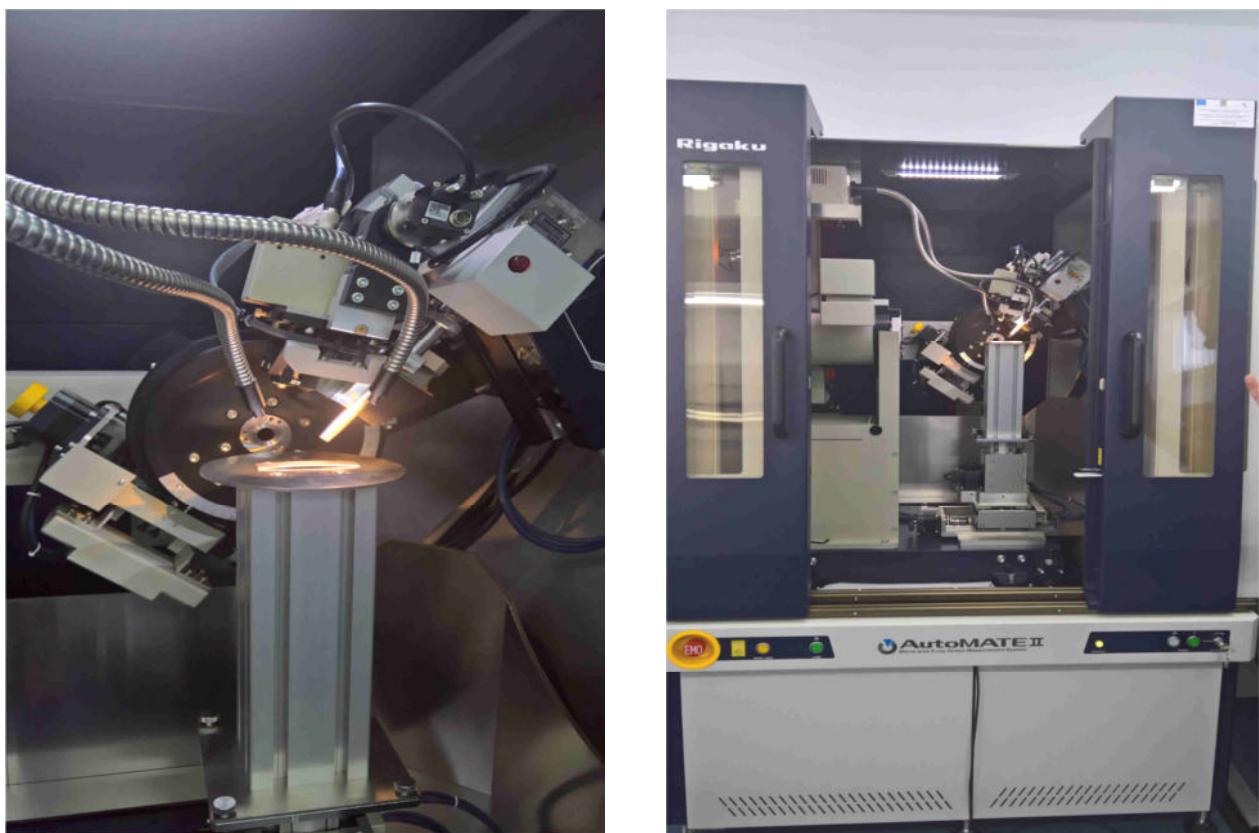


Figura 4.11 Măsurare tensiuni remanente plăci de test ALMEN

În **tabelul 4.9** sunt prezentate valorile tensiunilor remanente măsurate pe placă de test Almen, placă pe care s-a determinat intensitatea de ecruișare.

Tabelul 4.9 Tensiuni remanente după pretensionare

Tip placă test	Săgeata [mm]	Tensiune remanentă măsurată [MPa]	Tensiune remanentă indușă prin pretensionare [MPa]
Placa test nepretensionată	0	394	-
Placa test pretensionată 1	0,280	449	55
Placa test pretensionată 2	0,288	446	52

Valorile tensiunilor remanente măsurate pe plăcile de test Almen sunt apropiate de valorile pretensionărilor luate în calcul coeficienților de siguranță a danturilor.

4.4. Concluzii

Deși pretensionarea materialelor prin ecruisare este o metodă cunoscută de foarte mult timp ea nu este aplicată la scară largă datorită unui număr foarte mare de parametrii ce trebuie controlați. Efectuarea unei asemenea operații presupune proiectarea și executarea unor dispozitive speciale care să îndeplinească un dublu rol:

- Ecruisarea să se realizeze pe suprafața de la piciorul dintelui (fundul danturii);
- Celelalte suprafete să fie protejate (flancul danturilor).

În cadrul tezei au fost proiectate dispozitivele necesare efectuării operației de pretensionare prin ecruisare și au fost ridicate curbele de saturatie pe pinioane cu intensități diferite, care ulterior au fost supuse testării pe stand încadrate în multiplicator.

Determinarea punctului de saturatie ALMEN este foarte importantă pentru ca influența pretensionării prin inducerea tensiunilor de compresiune în straturile superficiale de la baza dintelui să fie maximă. Este importantă realizarea unei corelații între tensiunile de compresiune induse în urma operației de pretensionare și valorile pretensionărilor luate în calculul angrenajelor la determinarea coeficientului de siguranță la solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui.

De asemenea, pentru a se face legătura între valorile pretensionărilor utilizate în programul de calcul KissSoft exprimate în MPa și intensitățile de ecruisare exprimate în mm ALMEN, a fost necesară determinarea tensiunilor remanente pe plăci ALMEN standard ecruisate și neecruisate.

În cadrul capitolului au fost prezentate metode de determinare a tensiunilor remanente, precum și aparatura utilizată la măsurarea acestor tensiuni pe plăcile de test ALMEN.

5. Cercetări experimentale pe angrenaje în variantele pretensionate și nepretensionate

5.1. Considerații generale privind standurile de încercări

Utilizarea transmisiilor prin angrenaje înregistrează o îndelungată istorie și o bogată experiență, ceea ce a permis dezvoltarea unei intense activități de cercetare și a condus la metode de proiectare moderne, în mare parte standardizate și la tehnologii de execuție devenite tradiționale.

Pe măsură ce științele fundamentale au pus la dispoziție informații tot mai profunde și rafinate, respectiv algoritmi performanți de sinteză optimală, proiectarea în domeniul transmisiilor prin roți dințate a evoluat prin integrarea în metodele de calcul a unui număr tot mai mare de elemente de influență (materiale, geometrie, abateri dimensionale și de formă, tratamente termice, factori cinematici, energetici, dinamici, etc.).

Modelarea și simularea automată permit, în prezent, previzionarea comportării - din toate punctele de vedere a unei transmisiile – în timpul funcționării [51], [54].

5.2. Standuri de încercare cu flux energetic deschis

Principial, standurile cu flux energetic deschis au o schemă foarte simplă, figura 5.1, care include o sursă de energie ME (motor electric, hidraulic etc.), reductorul cu roți dințate testat R și un disipator de energie DE. Acesta poate fi o frână mecanică cu discuri sau saboți, hidraulică, pneumatică sau hidropneumatică, electrică (electromagnetică), o pompă hidraulică etc [99].

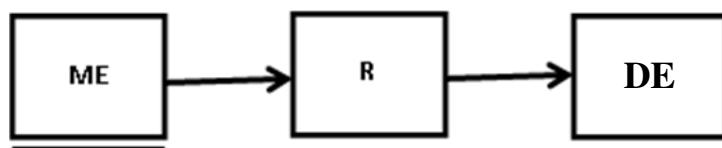


Fig.5.1. Schema de principiu a standurilor cu flux energetic deschis

Caracteristica acestor tipuri de standuri este disiparea energiei sub formă calorică, ceea ce impune, la o funcționare de anduranță, folosirea unor dispozitive suplimentare pentru răcire.

Aceste standuri sunt utilizate, în general, pentru teste funcționale și mai puțin pentru încercări de durabilitate și fiabilitate sau ca standuri de rodaj. De asemenea, sunt utilizabile rațional numai pentru transmisii de putere mică și medie. La puteri mari, consumul energetic și uzarea până la distrugerea rapidă a sistemelor de disipare, constituie motive de înlăturare a standurilor cu flux deschis, ca soluție de principiu [99].

Totuși, pentru aplicațiile la care utilizarea lor este economică, fiabilă și rațională, standurile cu flux energetic deschis prezintă avantajul unei reproduceri relativ bune, în timpul testelor, a condițiilor reale de funcționare a reductoarelor cu roți dințate și totodată, au un grad ridicat de universalitate.

Se pot concepe ca standuri pentru măsurarea randamentului, temperaturii de funcționare în regim nominal, a zgomerului și vibrațiilor, pentru verificarea unor condiții de montaj, ungere, etanșare, respectiv pentru identificarea zonelor subdimensionate sau cu un grad sporit de vulnerabilitate.

Deși acest tip de stand are o structură aparent simplă, prezintă totuși câteva dezavantaje importante: consum energetic substanțial, uzare rapidă a frânelor, încălzire excesivă, modificarea caracteristicilor de încărcare în timp.

În prezent, standurile de testare sunt echipate cu sisteme automate de control și reglare a încărcării și turației, de măsurare și înregistrare în timp a solicitărilor, temperaturii, zgomerelor și vibrațiilor, precum și cu ansambluri care completează simularea condițiilor reale de lucru, cum ar fi parametrii de mediu (temperatură, umiditatea, compozitia chimică a atmosferei etc.) sau sursele de solicitări dinamice (denivelările căii de rulare, etc). Monitorizarea și controlul testării sunt asigurate prin includerea unor module electronice special create sau prin interfațare adecvată pentru legarea la un PC [51], [99].

5.3. Standuri de încercare cu flux energetic închis

Standurile cu flux energetic închis, numite și energo-recuperative, conțin una, două sau mai multe transmisii de testat, montate simetric, în tot atâtea bucle mecanic și energetic închise [99].

Circuitele energetice recuperative sunt destinate cu precădere testării sau rodării unor transmisii de putere sau a unor subansambluri din componența acestora, a căror comportare trebuie cunoscută detaliat, pentru fiecare unitate de produs.

Principalele avantaje ale standurilor de testare cu circuit închis sunt [51], [99]:

- consumul energetic redus în raport cu necesitățile unui stand deschis cu aceeași destinație. Practic, energia introdusă în circuit trebuie să acopere numai pierderile mecanice din couplele de frecare (angrenaje, lagăre, cuplaje, etc.);
- posibilitatea ca încărcarea să aibă loc după orice lege care să simuleze condițiile reale de încărcare sau să asigure încercări accelerate, de durată redusă;
- eliminarea din schema cinematică a elementelor cu uzare rapidă și intensă, precum și a subansamblurilor aferente de răcire;
- posibilitatea de inversare a mișcării cu ajutorul unui subansamblu mechanic simplu, pentru transmisiile care lucrează reversibil;
- menținerea automată a încărcării la valorile prescrise.

5.4. Standul de încercare al multiplicatorului AV11,25

Cercetările asupra angrenajelor pretensionate au fost efectuate la S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile pe standul de probă proiectat în cadrul tezei. A fost aleasă această soluție datorită momentelor mari de frânare necesare. În **figura 5.2** se prezintă standul de încercare al angrenajelor multiplicatorului de turărie tip AV 11,25.

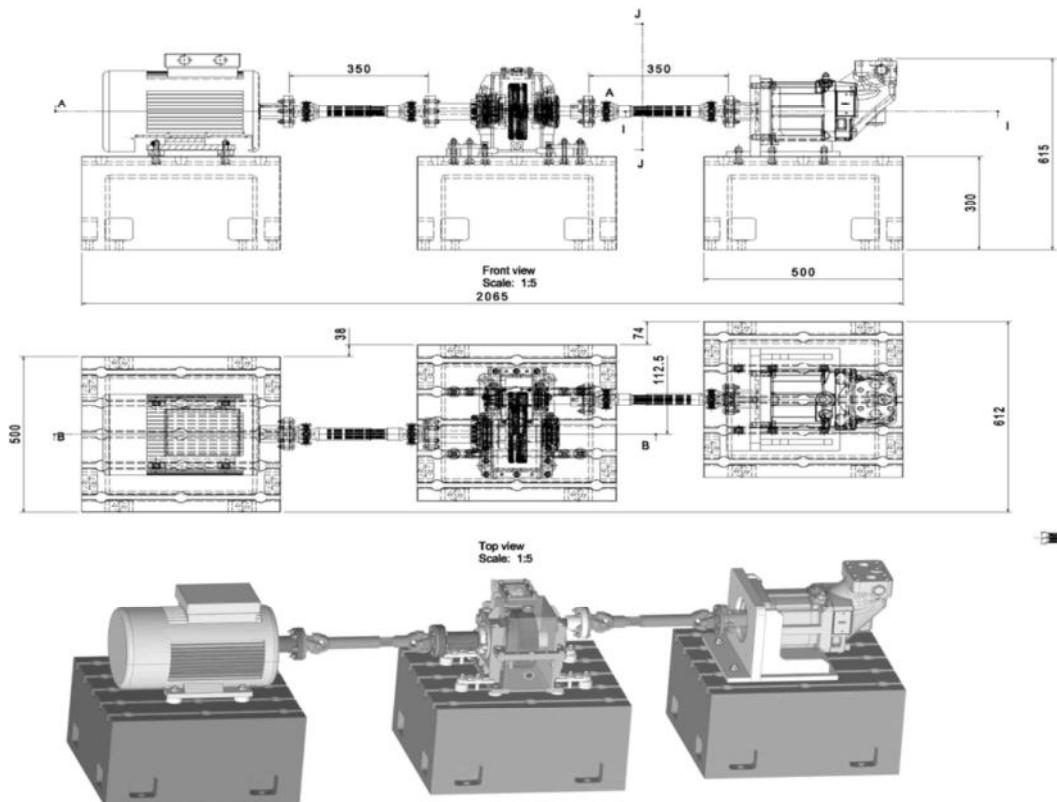


Figura 5.2. Stand încercare angrenaje

5.4.1. Alegerea transmisiei

Cercetările s-au efectuat pe multiplicatorul tip AV 11.25, ale cărui dimensiuni principale de gabarit sunt prezentate în **figura 5.3**:

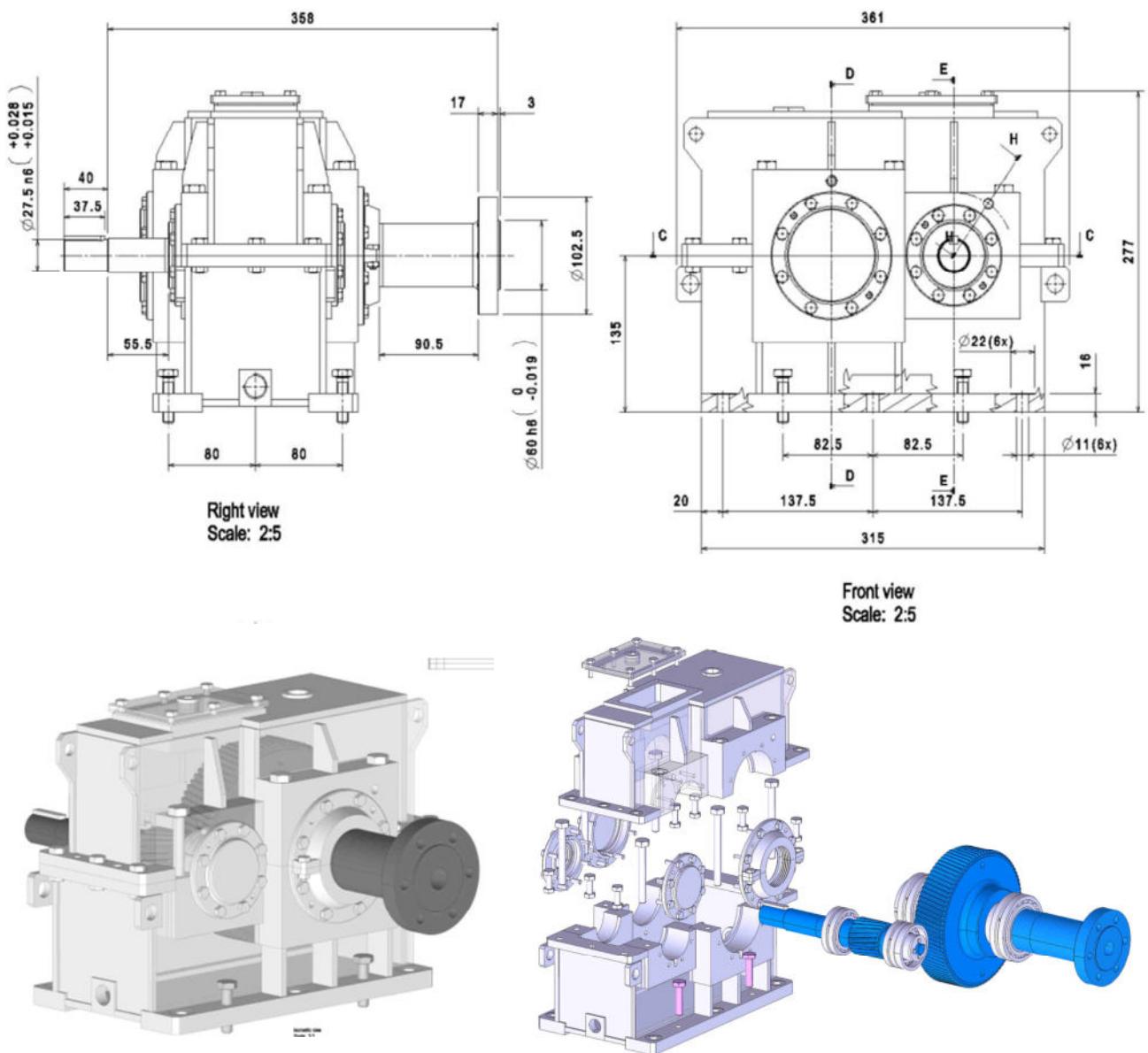


Figura 5.3. Dimensiunile de gabarit ale multiplicatorului

Multiplicatorul A 11.25 este un multiplicator într-o treaptă cu arborii de intrare și ieșire plasati în plan orizontal, **figura 5.4**.

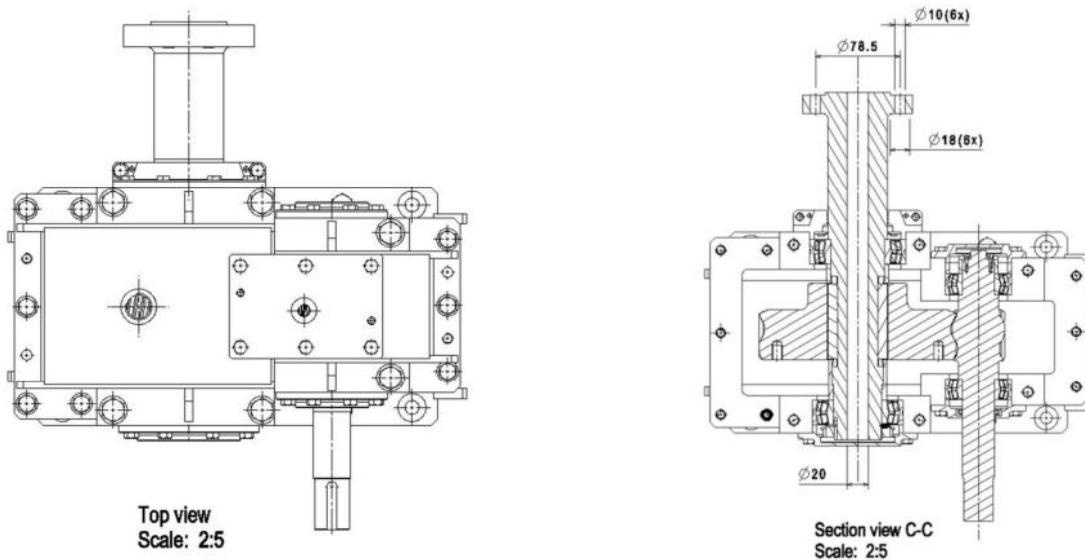


Figura 5.4. Multiplicator AV 11,25

Carcasa multiplicatorului

Carcasa multiplicatorului a fost executată în varianta sudată din S355 JR conform EN 10025-2:2004, nervurată astfel încât să asigure o rigiditate corespunzătoare.

În [figura 5.5](#) sunt prezentate principalele dimensiuni de gabarit a acesteia:

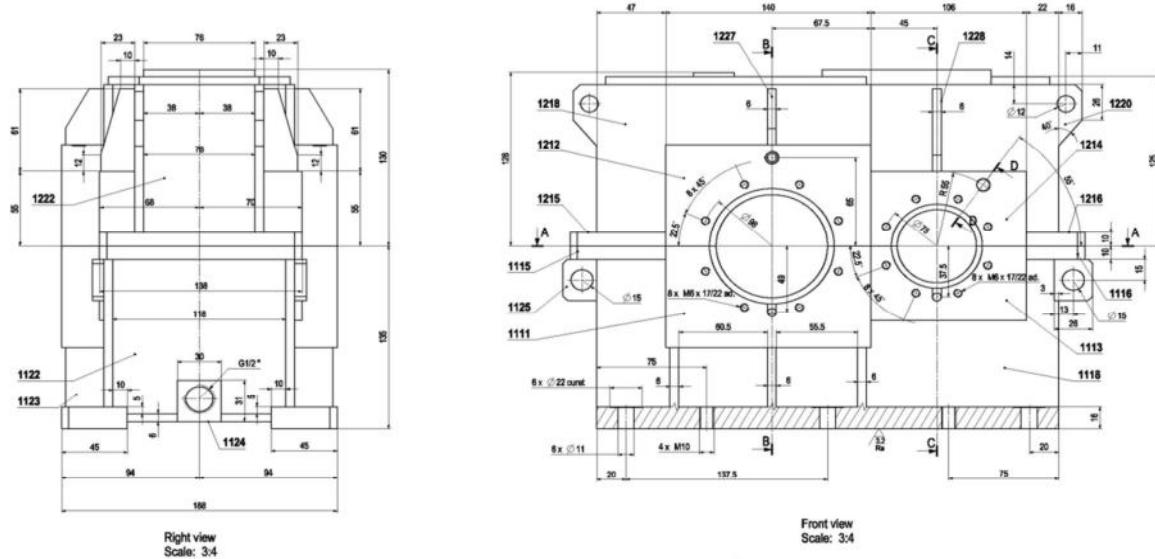


Figura 5.5. Carcasa multiplicatorului AV 11,25

Lagării carcasei sunt execuți de asemenea din S355 JR conform EN 10025-2:2004.

Prelucrarea carcasei s-a făcut pe centru de prelucrare DMF, în cadrul societății S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile, pentru a se asigura precizia geometrică în conformitate cu documentația tehnică.

În [figura 5.6](#) este prezentată o secțiune prin carcasa multiplicatorului:

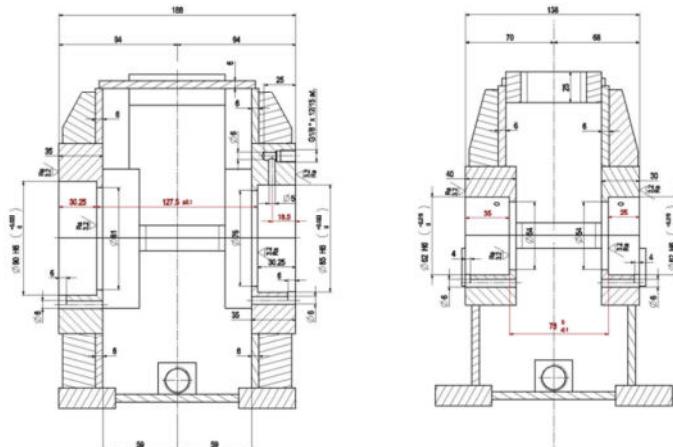


Figura 5.6. Secțiune prin carcasa multiplicatorului AV 11.25

Angrenajele multiplicatorului

Angrenajele multiplicatorului au fost executate din C45. În figura 5.7 sunt prezentate principalele dimensiuni ale arborelui de intrare:

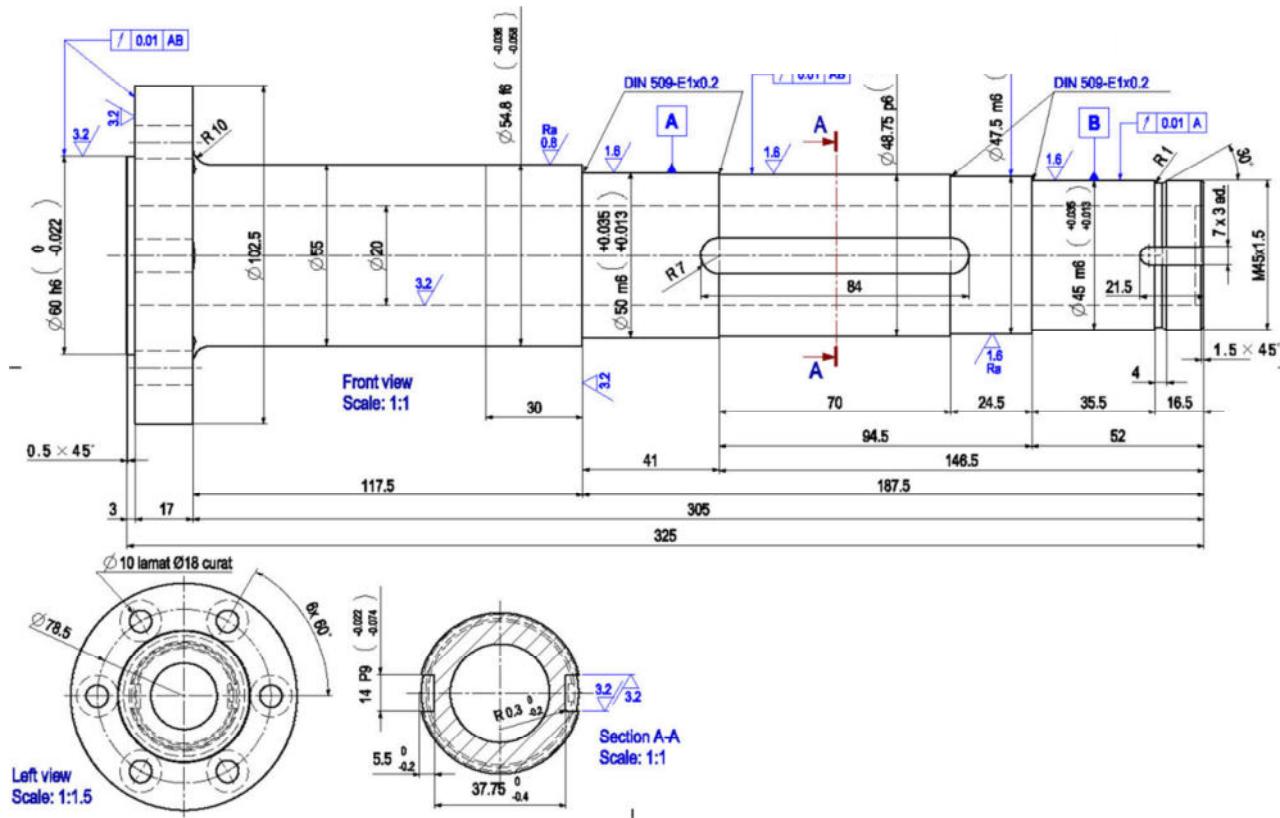


Figura 5.7. Dimensiunile arborelui de intrare

În figura 5.8 sunt prezentate principalele dimensiuni ale roții dintate de intrare:

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turatie

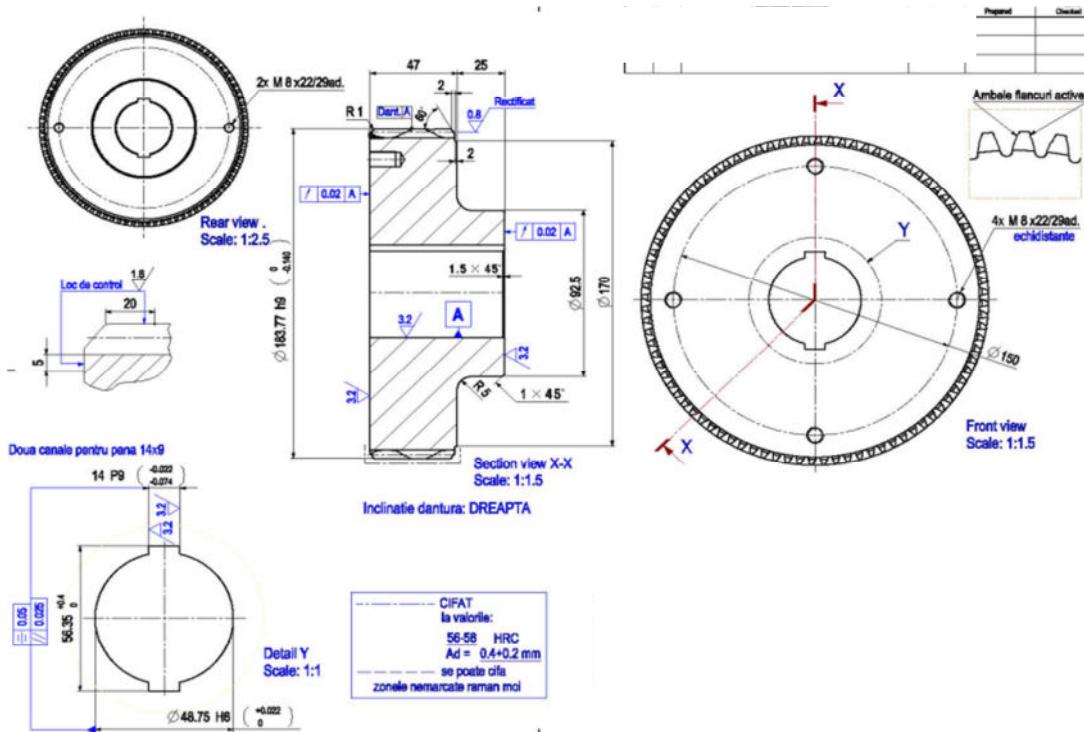


Figura 5.8. Roată dințată de intrare

În figura 5.10. sunt prezentate principalele dimensiuni ale arborelui pinion de ieșire:

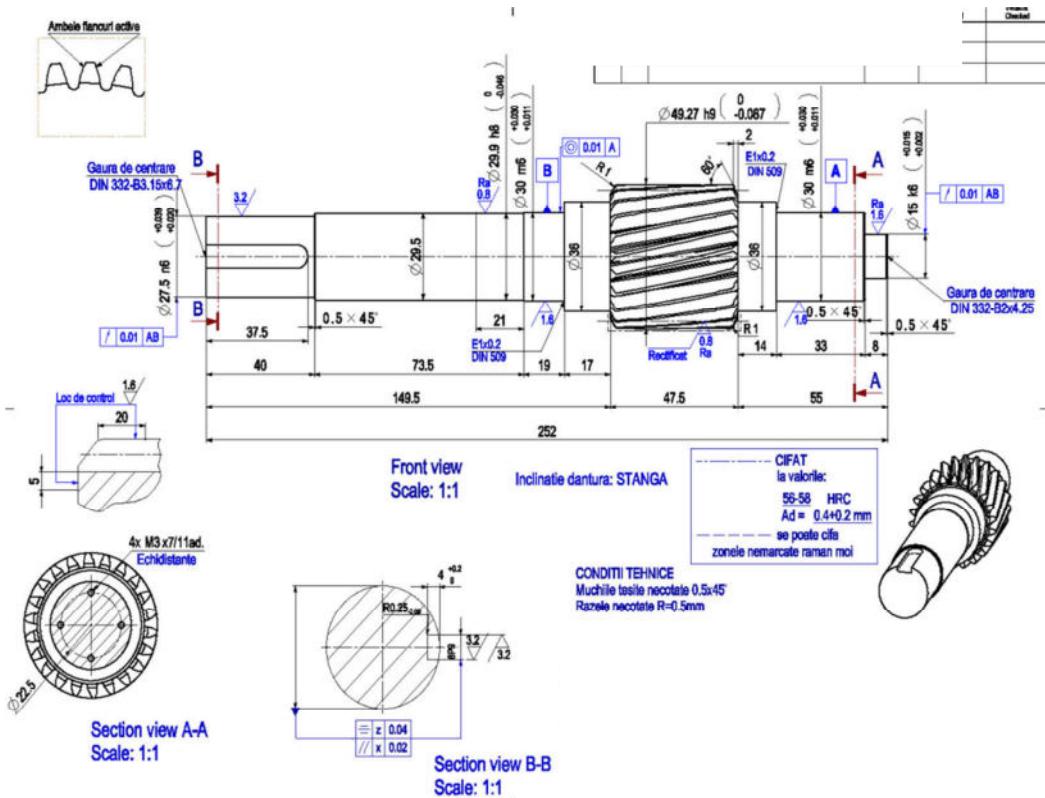


Figura 5.10. Arbore pinion de ieșire

Pentru calculul geometric și de rezistență al danturilor s-a utilizat programul de calcul Kisssoft din dotarea S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile SA, datele geometrice fiind prezentate sintetic în **tabelul 5.1** iar datele referitoare la clasa de precizie a danturilor respectiv la abaterile danturilor sunt prezentate sintetic în **tabelul 5.2**.

Tabelul 5.1 Date geometrice conform DIN 3960

Nr crt	Denumire	Simbol	Valoare roata	Valoare pinion
1	Unghiul de angrenare	α	20°0'0"	20°0'0"
2	Unghiul de înclinare al dintelui	β	10°0'0"	10°0'0"
3	Lățimea danturii	b	46	47,5
4	Distanța între axe	a	112,5	112,5
5	Modulul normal	mn	2	2
6	Modulul frontal	mt	2,03	2,03
7	Numărul de dinti	z	88	22
8	Deplasarea de profil	x*mn	0,53	0,3
9	Diametrul cercului de cap	da	183,77	49,27
10	Diametrul cercului de divizare	d	178,72	44,68
11	Diametrul cercului de măsurare	dy	178,72	44,68
12	Diametrul cercului de picior	df	173,33	39,52
13	Diametrul cercului de bază	db	167,633	41,908
14	Înălțimea dintelui	h	5,221	4,874
15	Înălțimea capului dintelui/ Înălțimea piciorului dintelui	ha/hf	2,53/2,59	2,30/2,58
16	Grosimea dintelui pe cercul de divizare	sny	3,525	3,335
17	Abaterea grosimii dintelui	Asn	-0,095 - 0,145	-0,054- 0,084
18	Cota peste bile	Mdk	183,821	50,107
19	Abaterea cotei peste bile	AM	-0,243- 0,372	-0,118- 0,183
20	Diametrul bilei	DMK	3,5	3,25
21	Jocul de flanc	Jt	0,14/0,25	0,14/0,25

22	Turația	n	250	100
23	Viteza tangentială	v	2,3	2,3

Tabelul 5.2. Clasa de precizie. Abateri

Nr crt	Denumire	Simbol	Valoare roata	Valoare pinion
1	Abaterea totală a pasului	F _p	0,028	0,018
2	Abaterea insumată a pasului	F _{pz8}	0,016	0,008
3	Abaterea unitată de pas	f _p	0,008	0,007
4	Saltul de pas	f _u	0,01	0,009
5	Abaterea pasului de angrenare	f _{pe}	0,008	0,007
6	Abaterea totală a profilului	F _α	0,008	0,008
7	Abaterea unghiulară a profilului	F _{Hα}	0,005	0,005
8	Abaterea de formă a profilului	f _{fα}	0,006	0,006
9	Bataia radială	F _r	0,018	0,014
10	Abaterea totală a liniei flancului	F _β	0,012	0,012
11	Abaterea de formă a liniei flancului	f _{fβ}	0,009	0,009
12	Abaterea la rularea pe un flanc	F ⁱ	0,028	0,022
13	Saltul la rularea pe unflanc	f ⁱ	0,011	0,01
14	Abaterea la rularea pe două flancuri	F ^{"i}	0,025	0,016
15	Abaterea unghiulară a liniei flancului	f _{Hβ}	0,01	0,01
16	Clasa de precizie		6	6

În vederea testării au fost executate trei perechi de angrenaje, două dintre acestea au fost pretensionate cu diferite intensități de ecrusare. În **tabelul 5.3** este prezentat calculul rezistenței la piciorul dintelui pentru varianta nepretensionată prin ecrusare.

Pentru varianta nepretensionată coeficienții de siguranță la solicitarea de încovoiere se calculează conform SR ISO 6336-3:2012:

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad (5.1)$$

unde:

σ_{FG} - rezistență limită la piciorul dintelui;

σ_F - solicitarea nominală la piciorul dintelui.

În **tabelul 5.3** este prezentat calculul rezistenței la piciorul dintelui pentru varianta nepretensionată.

Tabelul 5.3 Calculul rezistenței la piciorul dintelui pentru varianta nepretensionată

Rezistență la încovoiere la piciorul dintelui			
Calculul coeficientului de formă al dintelui			
Coeficientul de formă al dintelui	[Y _F]	1,79	1,53
Coeficientul de corecție al solicitării	[Y _S]	1,81	2,15
Unghiul de presiune efectiv (°)	[α _{Fen}]	21,05	21,20
Brațul forței de încovoiere (mm)	[h _F]	2,48	2,84
Grosimea dintelui la picior (mm)	[s _{Fn}]	4,07	4,7
Raza la piciorul dintelui (mm)	[r _F]	1,06	0,80
Coeficientul factorului de acoperire	[Y _{eps}]	1,000	
Coeficientul de acoperire	[Y _{bet}]	0,917	
Coeficientul de adâncime a dintelui	[Y _{DT}]	1,000	
Lățimea efectiva (mm)	[b _{ef}]	1,000	1,000
Solicitarea nominală la piciorul dintelui (N/mm ²)	[σ _F]	47,50	47,50
Solicitarea la piciorul dintelui (N/mm ²)	[σ _{FO}]	461,84	492,75
Tensiunile admisibile de încovoiere la piciorul dintelui roții test			
Coeficientul de suport	[y _{DREIT}]	0,994	1,004
Coeficientul de suprafață	[y _{RrelT}]	0,957	0,957
Coeficientul de mărime	[Y _X]	1,000	1,000
Coeficientul duratei finite de viață	[Y _{NT}]	1,000	1,000
Coeficientul de încovoiere alternativă	[Y _M]	1,000	1,000
Factorul tehnologic	[Y _T]	1,200	1,200
Coeficientul pentru durificarea suprafetei (pretensionare)			
Factorul de corecție al solicitării	[Y _{st}]	2,000	
XXX Y_{st}*σ_{Flim} (N/mm²)	[σ _{FE}]	740,000	740,000
Solicitarea admisă la piciorul dintelui (N/mm ²)	[σ _{FP}]	563,13	568,69

Rezistență la încovoiere la piciorul dintelui			
Rezistență limită la piciorul dintelui	$[\sigma_{FG}]$	844,69	853,03
Coeficientul de siguranță necesar	$[S_{Fmin}]$	1,500	1,500
Coeficientul de siguranță la solicitare la piciorul dintelui	$[S_F]$	1,41	1,33
Puterea transmisibilă (KW)		32,42	30,69

Se observă că, în situația în care nu se aplică o pretensionare la piciorul dintelui, coeficienții de siguranță sunt sub valorile minime acceptate.

Pentru varianta pretensionată coeficienții de siguranță la solicitarea de încovoiere se calculează după cum urmează conform SR ISO 6336-3:2012:

$$S_F = \frac{\sigma_{FG'}}{\sigma_F} \quad (5.2)$$

unde:

σ_{FG} - rezistență limită la piciorul dintelui cu pretensionare;

σ_F - solicitarea nominală la piciorul dintelui.

Dar:

$$\sigma_{FG'} = \sigma_{FG} \left(1 - \left(\frac{\sigma_P}{R_m} \right) \right) \quad (5.3)$$

Pentru pretensionarea pinionului cu o valoare:

$$\sigma_P = -45 \text{ N/mm}^2 \quad (5.4)$$

și, ținând cont de valorile calculate pentru:

$$\sigma_{FG} = 844,69 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad (5.5)$$

$$\sigma_F = 599,17 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad (5.6)$$

$$R_m = 700 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad (5.7)$$

rezultă:

$$\sigma_{FG'} = 844,69 \left(1 - \left(-\frac{45}{700} \right) \right) \quad (5.8)$$

Având în vedere că:

$$\sigma_{FG'} = 898,99 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad (5.9)$$

rezultă:

$$S_F = \frac{898,99}{599,17} \quad (5.10)$$

$$S_F = 1,50 \quad (5.11)$$

În cazul pretensionării roții dințate cu:

$$\sigma_P = -85 N/mm^2 \quad (5.12)$$

și ținând cont de valorile calculate:

$$\sigma_{FG} = 853,03 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad (5.13)$$

$$\sigma_F = 639,26 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad (5.14)$$

$$R_m = 700 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad (5.15)$$

rezultă:

$$\sigma_{FG'} = 853,03 \left(1 - \left(-\frac{85}{700} \right) \right) \quad (5.16)$$

$$\sigma_{FG'} = 956,61 \left(\frac{N}{mm^2} \right) \quad (5.17)$$

Din ecuațiile 6.14 și 6.17 rezultă:

$$S_F = \frac{956,61}{639,26} \quad (5.18)$$

$$S_F = 1,50 \quad (5.19)$$

În tabelul 5.4. se prezintă sintetic valorile coeficienților de siguranță calculați pentru pinioanele și roțile dințate pretensionate:

Tabelul 5.4 Solicitările la piciorul dintelui și coeficienții de siguranță luând în considerare forțele de pretensionare

Pretensionarea (N/mm^2)	$[\sigma_P]$	-45,00	-85,00
Rezistență limită la piciorul dintelui cu pretensionare	$[\sigma_{FG}]$	898,99	956,62
Coeficientul de siguranță pentru solicitarea la piciorul dintelui	$[S_F]$	1,5	1,5
Pretensionarea(N/mm^2)	$[\sigma_P]$	-95,00	-140,00
Rezistență limită la piciorul dintelui cu pretensionare	$[\sigma_{FG}]$	959,32	1023,64
Coeficientul de siguranță pentru solicitarea la piciorul dintelui	$[S_F]$	1,6	1,6

Valorile admisibile pentru coeficienții de siguranță la solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui S_F au fost stabiliți ținând cont de experiența S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile în calculele de dimensionare al angrenajelor, dar și de recomandările făcute de importanți constructori de reductoare și organisme de certificare. Astfel în conformitate cu recomandările făcute de către Bureau Veritas [15] valorile pentru coeficientul de siguranță SF:

- reductoare principale (propulsie) - $S_{Fmin} = 1,6$;
- reductoare auxiliare - $S_{Fmin} = 1,45$.

Lloyd Register în [58] recomandă următoarele valori:

- reductoare principale (propulsie) - $S_{Fmin} = 1,8$;
- reductoare auxiliare - $S_{Fmin} = 1,4$.

S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile utilizează în proiectare următoarele valori:

- reductoare principale (propulsie) - $S_{Fmin} = 1,8$;
- reductoare auxiliare - $S_{Fmin} = 1,5$.

5.4.2. Alegerea sistemului de încărcare a multiplicatorului

Ca sistem de încărcare al multiplicatorului care să permită variația momentului transmis de reductor a fost aleasă o pompă dublă cu pistoane radiale MOOG tip RKP 63.

Prin intermediul unei supape de reglare a presiunii se asigură variația presiunii respectiv a puterii absorbite și deci a momentului de torsiune transmis de multiplicator.

Pompa dublă are un volum geometric $V=63+63 \text{ cm}^3/\text{rot}$ și poate asigura o presiune maximă de 350 bari.

În **figurile 5.11, 5.12** se prezintă pompa utilizată, iar în **tabelul 5.5** sunt prezentate dimensiunile principale ale pompei (conform catalog producător):

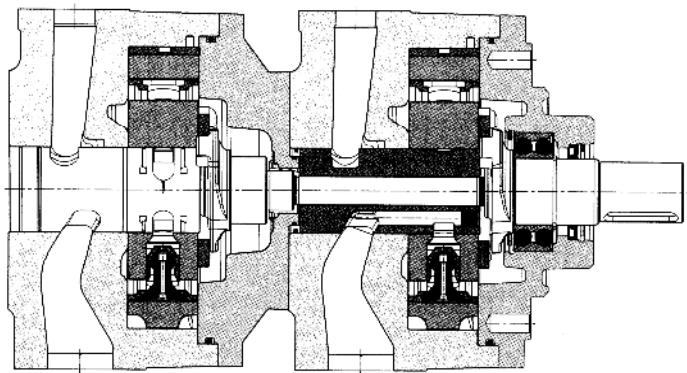


Figura 5.11. Pompa Moog - Secțiune

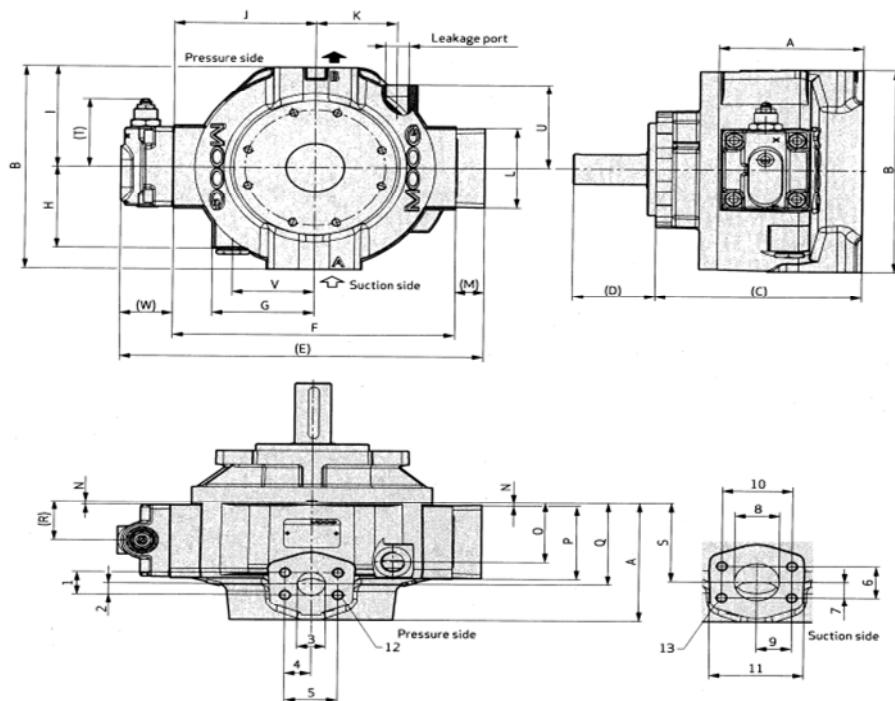


Figura 5.12. Pompa Moog - Dimensiuni

Tabelul 5.5 Dimensiunile pompei Moog

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
160	272	228,6	92	402,5	312,10	113	108	136	156	90	107,7	32
N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W			
4,3	80	98,5	110	52,25	105	98	113	90	58,4			

Schema standului respectiv a circuitului hidraulic de frânare și ungere este prezentată în figura 5.13:

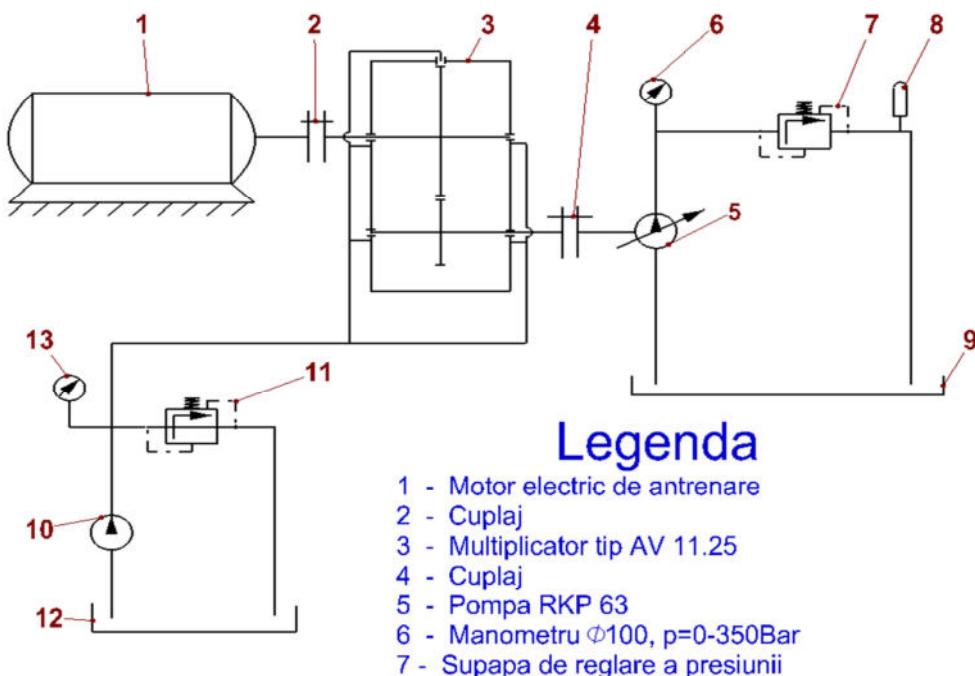


Figura 5.13. Schema standului de testare

Antrenarea multiplicatorului (3) s-a făcut prin intermediul cuplajului cardanic (2) de către motorul electric de curent continuu Brown Boveri (1). Mișcarea este transmisă prin intermediul cuplajului (4) la pompa multiplă Moog.

Variația încărcării multiplicatorului s-a făcut prin intermediul supapei de reglare a presiunii (7). Supapa permite reglarea presiunilor până la valoarea de 350 bari, presiune care se citește pe manometrul (6). Surplusul de ulei ajunge în bazinul hidraulic (9).

Ungerea rulmenților reductorului, respectiv a angrenajelor s-a realizat prin intermediul pompei cu pistoane axiale (10), presiunea de ungere de aproximativ 2 bari fiind realizată prin intermediul supapei de descărcare (11), presiune citită cu ajutorul manometrului (13).

5.4.3 Calculul momentului de frânare

Determinarea momentului de frânare (T), conform catalog producător, se face ținând cont de următoarele variabile:

- V (cm^3/rot) - debitul pompei;
- P (bar) - presiunea;
- η (%) - randamentul hidro-mecanic.

$$T = 1,59 \sum_{i=1}^n \frac{V_i P_i}{\eta_i} \quad (5.20)$$

$$T = 1,59 \left(\frac{V_1 P_1}{\eta_1} + \frac{V_2 P_2}{\eta_2} \right) \quad (5.21)$$

Având în vedere că cele două pompe sunt identice, rezultă:

$$T = 1,59 * 2 \frac{V_1 P_1}{\eta_1} \quad (5.22)$$

$$T = 527,21(\text{Nm}) \quad (5.23)$$

5.4.4. Alegerea mașinii de antrenare

Pentru antrenarea reductorului tip AV 11,25 în vederea testării angrenajelor pretensionate s-a utilizat un motor de curent continuu Brown Boveri tip GT 355 S12 Fki, care are datele tehnice conform **tabel 5.6**:

Tabelul 5.6 Caracteristici tehnice motor antrenare

Nr.crt.	Caracteristici	UM	Valoare
1	Putere nominală	KW	400
2	Tensiune nominală	V	520
3	Curent nominal	A	810
4	Turătie nominală	Rot/min	2800
5	Cuplul maxim	Nm	

5.4.5. Alegerea sistemului de măsurare a momentului de frânare

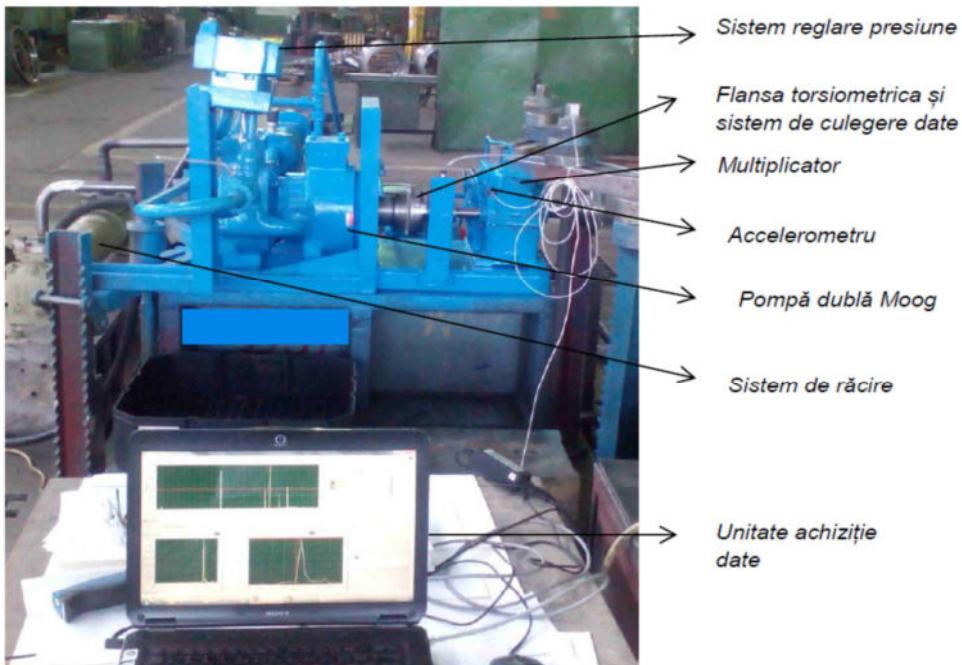
Verificarea momentului la arborele de ieșire a multiplicatorului s-a făcut cu ajutorul unei flanșe torsiométrice tip T10 FS, flanșă din dotarea laboratorului de Proiectare a Dispozitivelor și Robotică al Universității "Eftimie Murgu" din Reșița.

Această flanșă permite măsurarea turăției la arborele de ieșire și a momentului de torsiune. Culegerea datelor s-a făcut cu ajutorul modulului MP 60. În **figura 5.14** se prezintă vederea de ansamblu a flanșei torsiométrice respectiv a modulului de culegere a datelor conform catalog producător.



Figura 5.14 Flanșă torsiometrică tip T10 FS și modulul de culegere a datelor tip MP 60

Măsurările au fost efectuate pe trei seturi de angrenaje, unul în stare nepretensionată și două în stare pretensionată. În timpul testelor au fost măsurate momentele de frânare pentru cele trei situații, dar multiplicatorul a fost monitorizat și din punct de vedere al vibrațiilor. În **figura 5.15** este prezentat standul de încercări.



*Figura 5.15
Stand încercări*

5.4.6. Efectuarea testelor

Încercările experimentale s-au efectuat pe trei seturi de angrenaje, unul pretensionat cu intensitatea de pretensionare cuprinsă între valorile 0,356-0,457, cel de al doilea nepretensionat și cel de al treilea pretensionat cu o intensitate de pretensionare cuprinsă între valorile 0,254-0,356. Pe una din suprafetele multiplicatorului a fost montat un accelerometru pentru măsurarea vibrațiilor, [figura 5.16](#), fixarea s-a făcut prin lipire cu adeziv. Unitatea de achiziție a datelor a fost conectată la calculator, conform [figură 5.15](#).



Figura 5.16 Accelerometru montat pe multiplicatorul AV 11,25

În vederea măsurării momentului de frânare pe arborele de ieșire a fost montată flanșa torsiomerică împreună cu modulul de citire MP60. În [figura 5.17](#) este prezentată flanșa și modulul de citire a datelor.

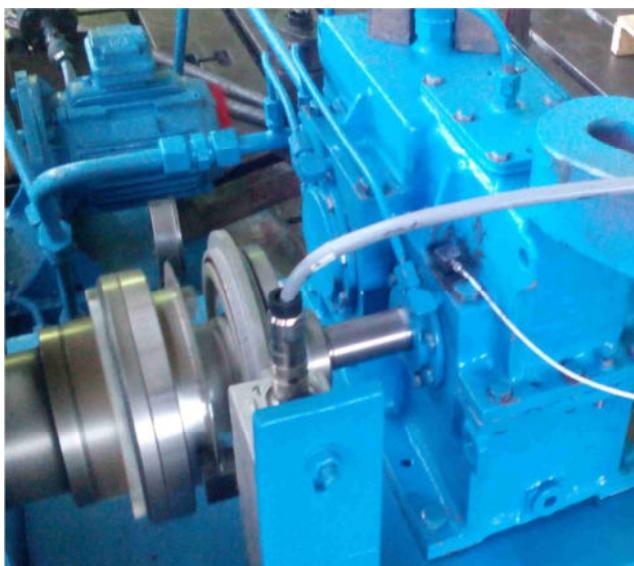


Figura 5.17 Flanșa torsiomerică și modulul de citire MP 60

Variația momentului s-a realizat prin modificarea presiunii pompei Moog prin intermediul supapei de reglare a presiunii, presiunea fiind citită la manometrul instalației, [figură 5.18](#).



Figura 5.18 Sistem de reglare și citire a presiunii

Supapa de reglare a presiunii este o supapă Rexroth-Bosch, aleasă pentru a putea lucra la presiunea maximă de 315 bari.

Manometrul instalației este cu glicerină. A fost ales acest tip de manometru pentru acuratețea citirii presiunilor.

De asemenea pentru ca testele să fie realizate în condiții identice și pentru a se elibera influența temperaturilor asupra sistemului, în circuitul hidraulic a fost introdus un răcitor de ulei pe baza de apă, astfel încât temperatura uleiului să fie menținută constantă.

Pentru fiecare moment la arborele de ieșire al multiplicatorului s-au măsurat frecvențele, vibrațiile, temperaturile respectiv turățiile.

Valoarea maximă a momentului de încărcare a fost de 390 Nm, valoare mai mare decât valoarea maximă calculată $T = 329,5 \text{ Nm}$.

S-au monitorizat vârfurile (amplitudinile) accelerărilor măsurate la frecvențele de angrenare, pentru a se analiza comparativ comportarea celor trei seturi de angrenaje.

În **tabelul 5.7** sunt prezentate valorile înregistrărilor efectuate pe primul set testat.

Tabelul 5.7 Raport teste angrenajului pretensionat - setul I 23.03.2018-30.03.2018

Nr. crt.	Ziua	Ora	Minute	Minute cumulate	Mo-ment	Pre-siune	Turație măsurată	Tempe-ratură	Turație calculată	Frec-vență	Ampli-tudine
			Min	Min	Nm	bar	rpm	grd. C	rpm	Hz	g
1	23.03.2018	11,45	0	0	260	110	233	56,60	233,18	342,00	0,00900
2		12,2	30	30	260	120	233	56,80	233,18	342,00	0,00180
3		12,57	72	72	273	132	233	60,00	233,18	342,00	0,00370
4		13,57	132	132	281	132	233	63,00	233,18	342,00	0,00900
5		14,57	192	192	281	132	233	63,90	233,49	342,45	0,00550
6		15,57	252	252	282	132	233	63,80	233,52	342,50	0,00360
7	24.03.2018	10,00	30	282	295	139	224	58,70	232,36	340,80	0,00170
8		10,30	60	312	291	136	232	56,80	232,57	341,10	0,00390
9		11,00	90	342	291	136	232	56,90	232,57	341,10	0,00300
10		11,30	120	372	291	136	232	57,30	232,64	341,20	0,00290
11		12,00	150	402	291	136	232	57,40	232,70	341,30	0,00200
12		12,30	180	432	291	136	232	57,20	232,70	341,30	0,00240
13		13,00	210	462	291	136	233	57,20	232,70	341,30	0,00400
14		13,30	240	492	291	136	233	57,20	232,70	341,30	0,00220
15		14,00	270	522	291	136	233	57,30	232,77	341,40	0,00290
16		14,30	300	552	290	136	233	56,80	232,77	341,40	0,00160
17		15,00	330	582	289	135	233	57,00	232,74	341,35	0,00420
18	25.03.2018	9,15	30	612	308	145	232	60,80	232,36	340,80	0,00250
19		9,45	60	642	317	150	232	64,20	232,50	341,00	0,00340
20		10,15	90	672	312	148	232	63,90	232,64	341,20	0,00300
21		10,45	120	702	315	149	232	64,70	232,64	341,20	0,00300
22		11,15	150	732	295	149	232	62,40	232,70	341,30	0,00320
23		11,25	160	742	369	178	232	72,20	232,70	341,30	0,00440
24		11,55	190	772	369	179	232	73,20	232,70	341,30	0,00360
25		12,25	220	802	370	180	232	76,30	232,98	341,70	0,00410
26		12,52	250	832	399	194	232	77,30	227,52	333,70	0,00550
27		13,22	280	862	399	194	228	75,60	247,23	362,60	0,00460
28	26.03.2018	9,04	30	892	399	193	247	70,00	247,23	362,60	0,00350
29		9,34	60	922	399	193	247	71,90	245,25	359,70	0,00350
30		15,15	80	942	335	159	277	68,70	276,55	405,60	0,00410
31		15,45	110	972	333	159	277	66,70	276,55	405,60	0,00410
32	29.03.2018	11,40	30	1002	337	163	237	63,30	236,80	347,30	0,00330
33		12,10	60	1032	340	165	237	66,80	236,93	347,50	0,00180
34		12,40	90	1062	340	164	237	67,60	237,07	347,70	0,00150
35		13,10	120	1092	339	164	237	65,10	237,20	347,90	0,00180
36		13,40	150	1122	340	164	237	65,10	237,34	348,10	0,00230
37		14,10	180	1152	340	164	238	65,60	237,48	348,30	0,00330
38		14,40	210	1182	362	176	237	68,40	237,55	348,40	0,00160
39	30. 03. 2018	8,50	30	1212	354	170	235	63,20	235,09	344,80	0,00300

Nr. crt.	Ziua	Ora	Minute	Minute cumulate	Mo-	Pre-	Turație	Tempe-	Turație	Frec-	Ampli-
			Min	Min	Nm	bar	rpm	grd. C	rpm	Hz	g
40	9,20	60	1242	350	170	235	65,10	235,09	344,80	0,00350	
41		90	1272	350	170	235	65,80	235,09	344,80	0,00330	
42		120	1302	349	170	235	65,60	235,23	345,00	0,00310	
43		150	1332	350	170	235	65,80	235,30	345,10	0,00300	
44		180	1362	350	170	235	66,10	235,36	345,20	0,00310	
45		210	1392	350	170	235	65,80	235,43	345,30	0,00280	
46		240	1422	349	170	235	66,00	235,43	345,30	0,00130	
47		270	1452	350	170	235	65,70	235,50	345,40	0,00260	
48		300	1482	350	170	235	65,90	235,57	345,50	0,00260	
49		330	1512	349	170	235	65,90	235,64	345,60	0,00210	
50		360	1542	350	170	235	65,80	235,70	345,70	0,00320	
51		390	1572	350	170	236	65,80	235,70	345,70	0,0032	

În figurile 5.19 - 5.25 sunt prezentate variația tuturor parametrilor monitorizați funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul I.

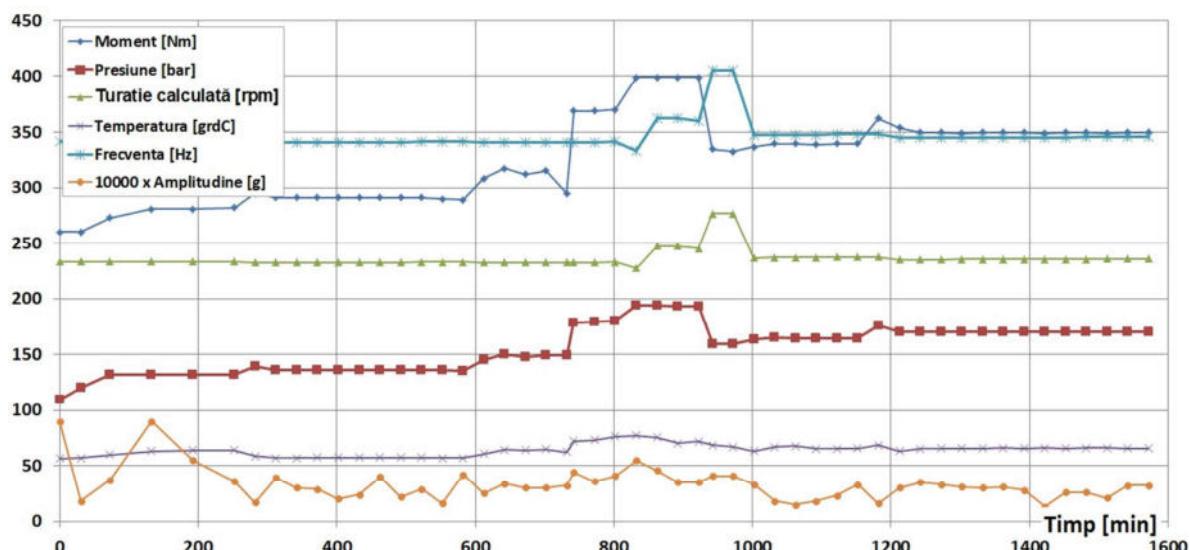


Figura 5.19 Variația momentului, presiunii, turației, temperaturii, frecvenței, amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 1

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turătie

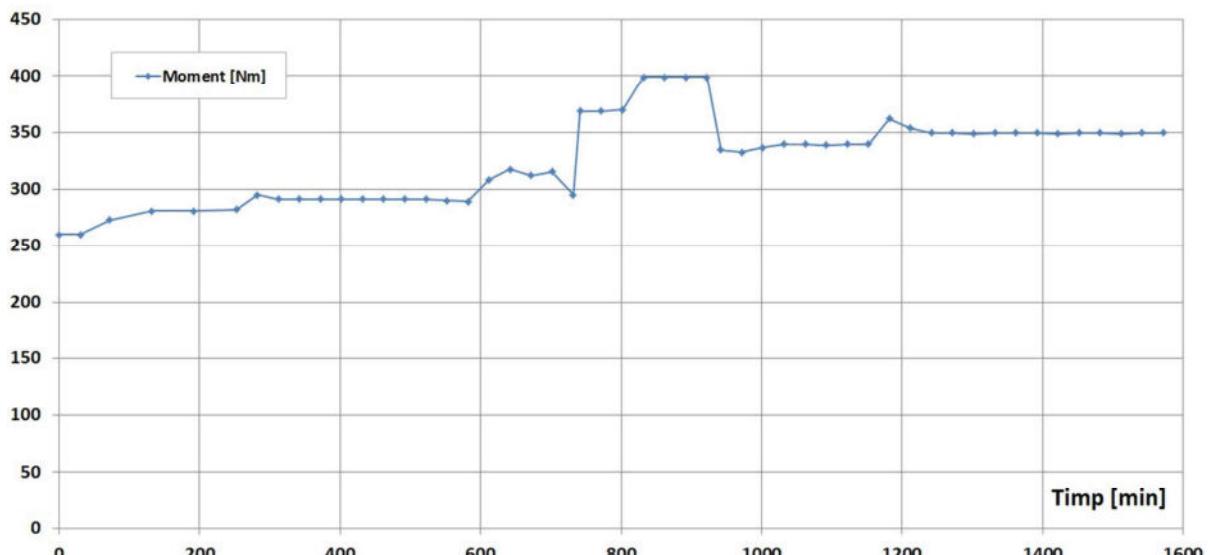


Figura 5.20 Variația momentului funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 1



Figura 5.21 Variația presiunii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 1

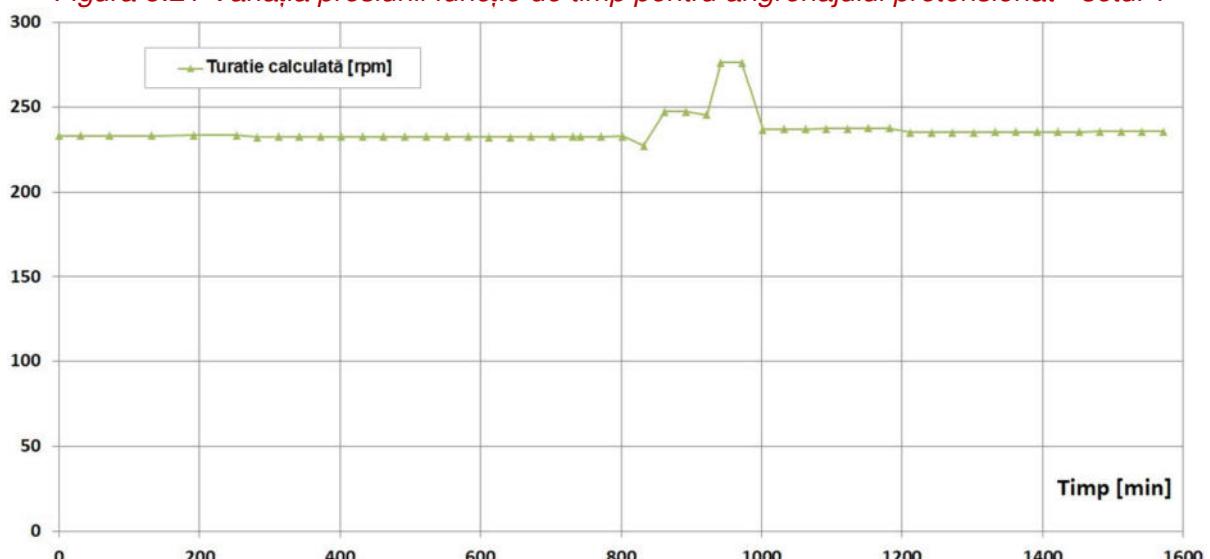


Figura 5.22 Variația turației funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 1

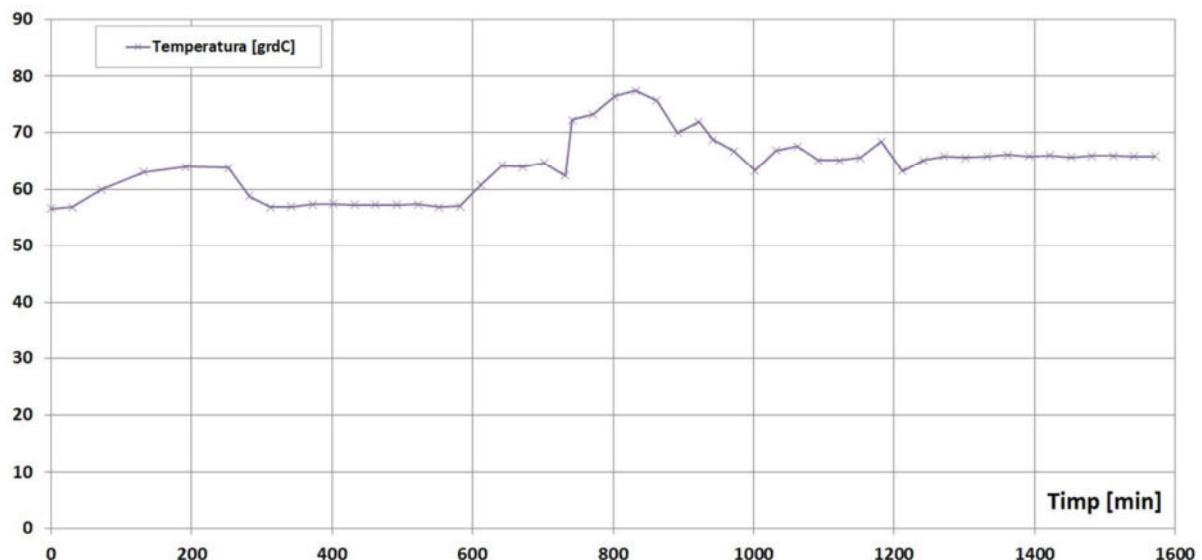


Figura 5.23 Variația temperaturii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 1

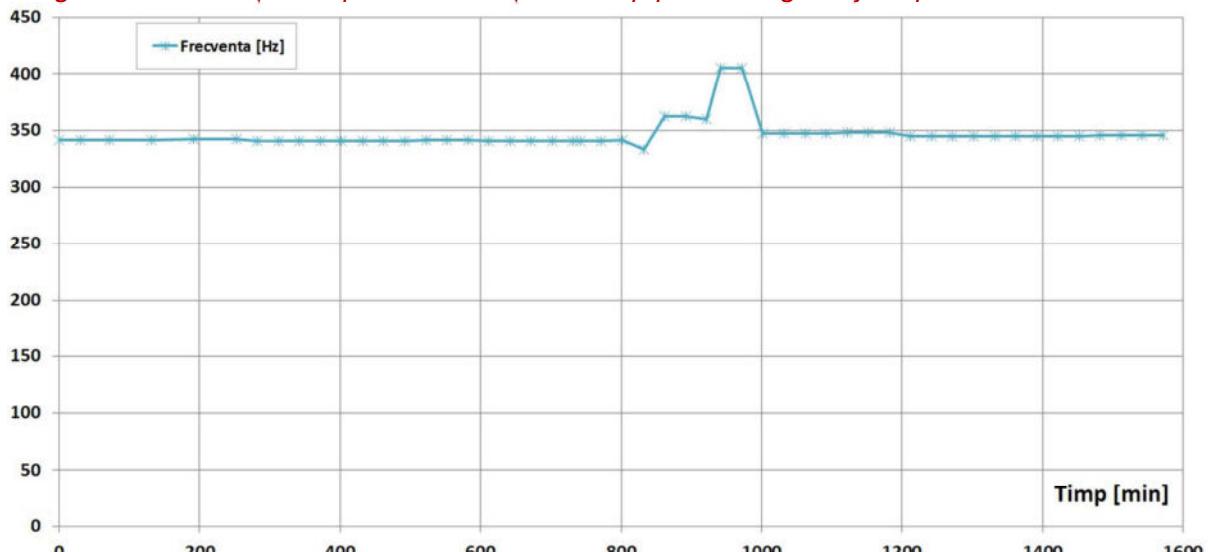


Figura 5.24 Variația frecvenței funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 1

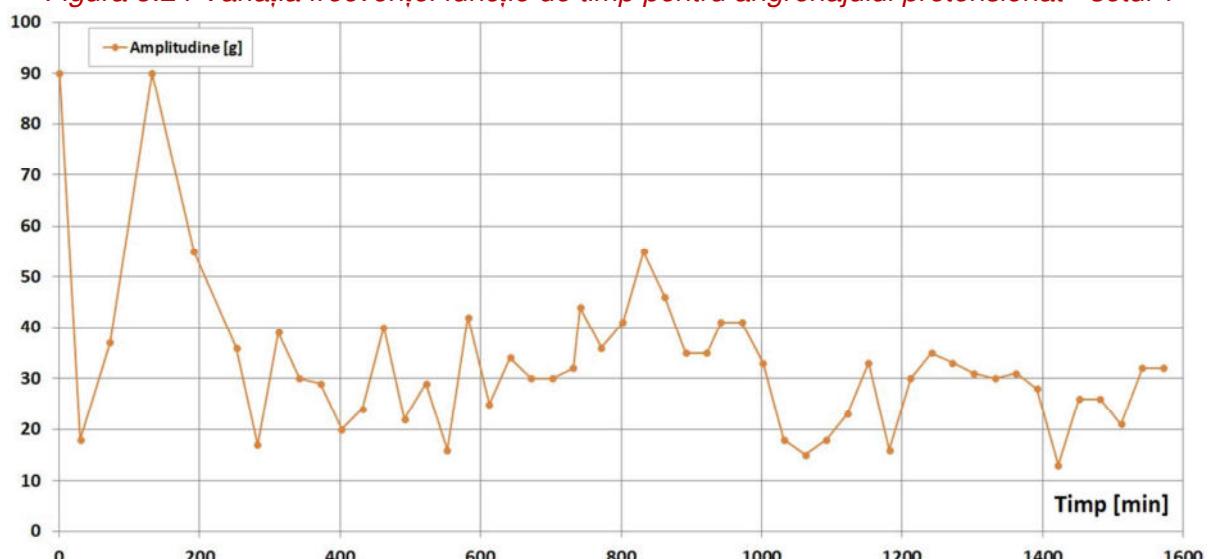


Figura 5.25 Variația amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 1

Din graficele prezentate în **figurile 5.19-5.25** și datele din **tabelul 5.7** rezultă următoarele concluzii:

- amplitudinile accelerărilor au valori mai ridicate în prima parte a testului, după care acestea scad. Acest lucru se explică prin faptul că în primele ore de funcționare are loc rodajul angrenajelor. După perioada de rodaj amplitudinile scad, funcționarea multiplicatorului fiind mai silentioasă.
- la aproximativ jumătatea testului a fost crescut momentul de încărcare al multiplicatorului până la valoarea $T=399$ Nm;
- amplitudinile vibrațiilor au crescut odată cu creșterea momentului de încărcare aplicat.

Concluzia care rezultă după acest prim test este aceea că, pe măsura ce crește momentul de încărcare, cresc și amplitudinile accelerărilor vibrațiilor.

După primul test multiplicatorul a fost demontat și angrenajele au fost controlate pe mașina de control în comandă numerică din cadrul S.C Reșița Reductoare și Regenerabile, **figura 5.26**.



Figura 5.26 Măsurare angrenajelor pe mașina de control

În **figurile 5.27 și 5.28** sunt prezentate diagramele obținute în urma măsurătorilor efectuate. Din analiza acestor diagrame se observă că încărcarea multiplicatorului peste valorile calculate nu a influențat parametrii geometrici ai angrenajelor.

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turatie

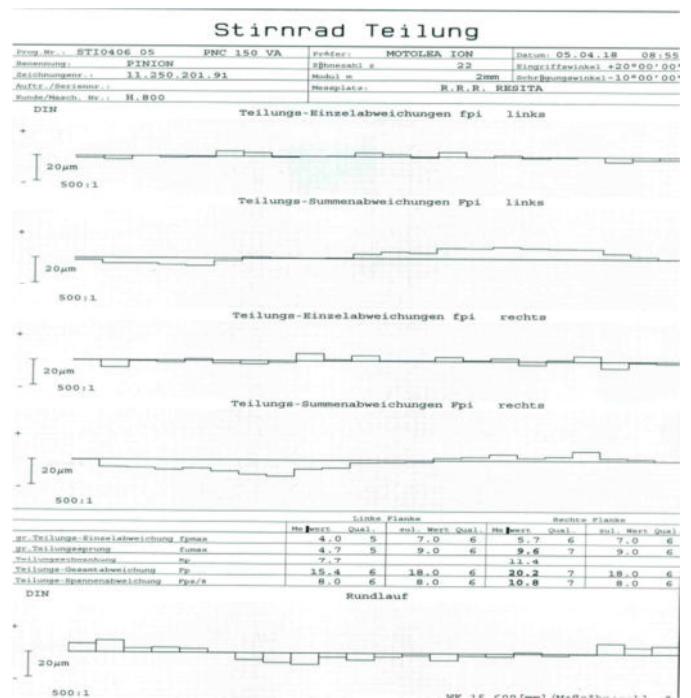
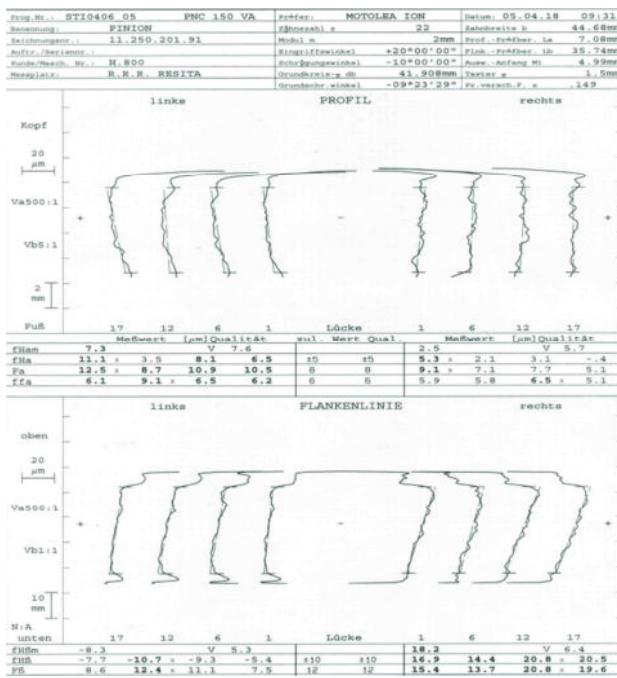


Figura 5.27 Diagrame măsurare pinion - set 1

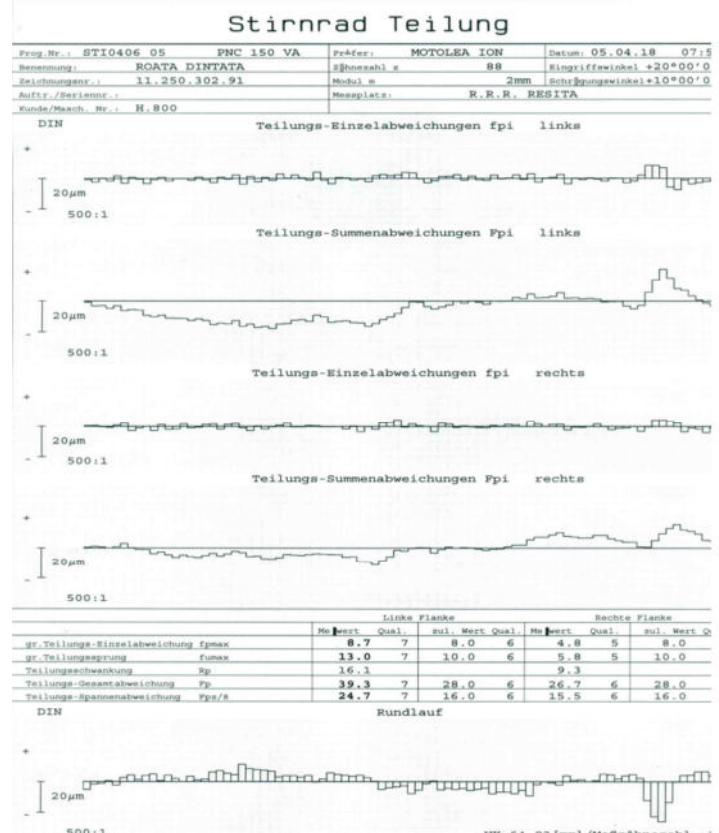
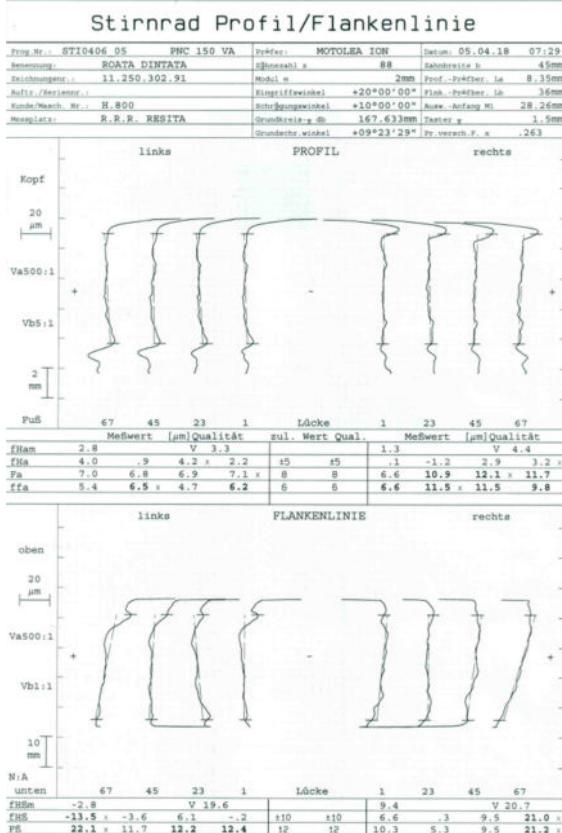


Figura 5.28 Diagrame măsurare roată - set 1

Testarea angrenajului nepretensionat s-a făcut în aceleasi condiții ca și în cazul setului 1. În tabelul 5.8 sunt prezentate valorile înregistrărilor efectuate pe setul 2 nepretensionat.

Tabelul 5.8 Raport teste angrenajului nepretensionat - setul 2 04.04.2018-05.04.2018

Nr. crt.	Ziua	Ora	Minute	Minute cumulate	Mo-	Pre-	Turatie	Tempe-	Turatie	Frec-	Ampli-
					ment	siune	măsurată	ratura	calculată	vență	tudine
					Nm	bar	rpm	grd. C	rpm	Hz	g
1	05.04.2018	14,00	0	0	240,00	110	233,00	49,70	233,66	342,70	0,0190
2		14,30	30	30	240,00	110	233,00	51,00	233,66	342,70	0,0230
3		14,55	55	55	240,00	110	233,00	51,40	233,66	342,70	0,0140
4		15,30	90	90	240,00	110	233,00	52,00	233,66	342,70	0,0110
5		15,55	115	115	240,00	110	233,00	52,40	233,66	342,70	0,0110
6		16,30	150	150	240,00	110	233,00	53,00	233,66	342,70	0,0117
7		16,55	175	175	240,00	110	233,00	55,00	233,66	342,70	0,0130
8	06.04.2018	8,35	30	205	285,00	130	233,00	54,30	233,69	342,75	0,0120
9		9,05	60	235	290,00	130	233,00	57,10	233,69	342,75	0,0119
10		9,35	90	265	290,00	136	233,00	57,10	233,76	342,85	0,0120
11		10,05	120	295	290,00	136	233,00	57,10	233,80	342,90	0,0055
12		10,35	150	325	290,00	136	233,00	56,80	233,93	343,10	0,0100
13		11,05	180	355	288,00	136	233,00	56,90	234,03	343,25	0,0059
14		11,35	210	385	289,00	136	233,00	57,40	234,00	343,20	0,0050
15		12,05	240	415	289,00	136	233,00	58,40	234,03	343,25	0,0062
16		12,35	270	445	289,00	136	233,00	57,10	234,14	343,40	0,0057
17		13,05	300	475	290,00	135	233,00	55,30	234,20	343,50	0,0058
18		13,35	330	505	290,00	135	234,00	55,50	234,24	343,55	0,0058
19		14,05	360	535	290,00	135	234,00	56,10	234,31	343,65	0,0110
20	10.04.2018	8,36	30	565	330,00	160	233,00	62,10	-	-	-
21		9,06	60	595	329,00	160	233,00	63,50	-	-	-
22		9,30	84	619	329,00	160	233,00	64,10	-	-	-
23		10,00	114	649	329,00	160	233,00	65,00	-	-	-
24		10,30	144	679	340,00	170	235,00	65,50	-	-	-
25		11,00	174	709	340,00	170	235,00	65,50	-	-	-
26		11,30	204	739	340,00	170	235,00	66,00	-	-	-
27		12,00	234	769	340,00	170	235,00	65,50	-	-	-
28		12,30	264	799	340,00	170	235,00	65,50	S-a rupt setul 2		

În figurile 5.29 - 5.35 sunt prezentate variația funcție de timp a parametrilor monitorizați pe angrenajul 2.

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turatie

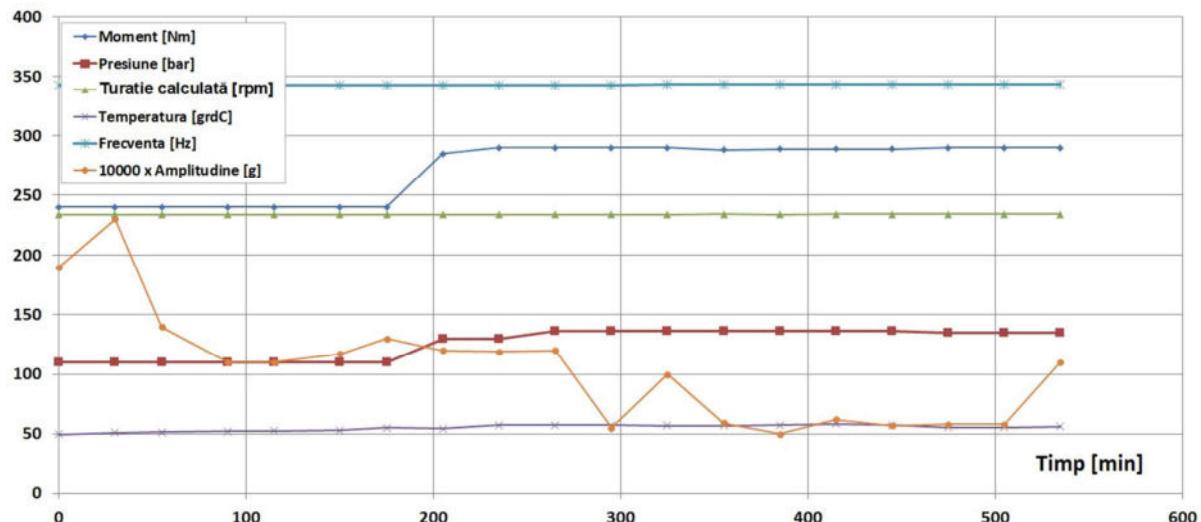


Figura 5.29 Variația momentului, presiunii, turației, temperaturii, frecvenței, amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului nepretensionat - setul 2

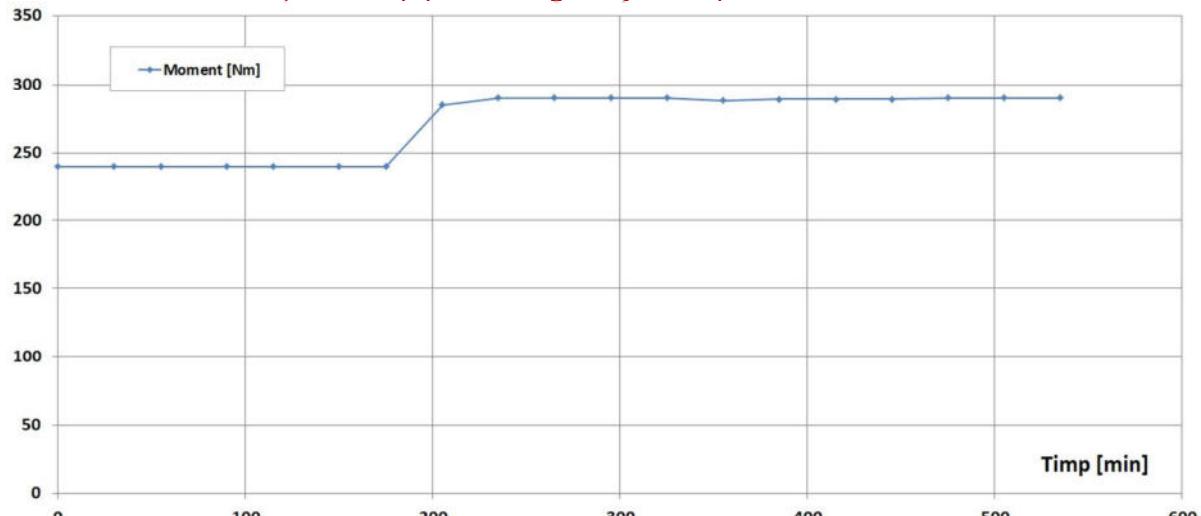


Figura 5.30 Variația momentului funcție de timp pentru angrenajului nepretensionat - setul 2

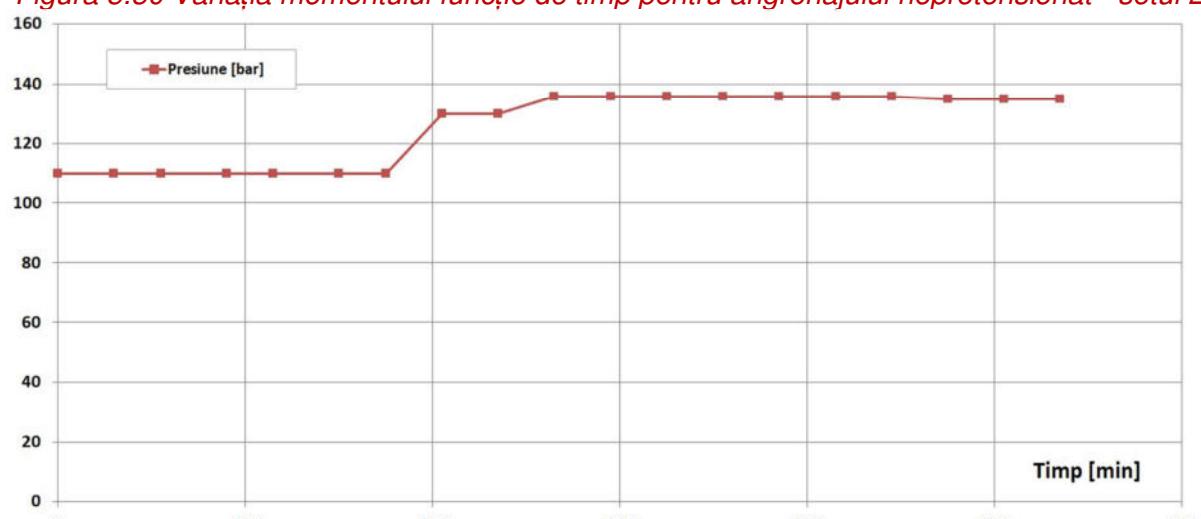


Figura 5.31 Variația presiunii funcție de timp pentru angrenajului nepretensionat - setul 2

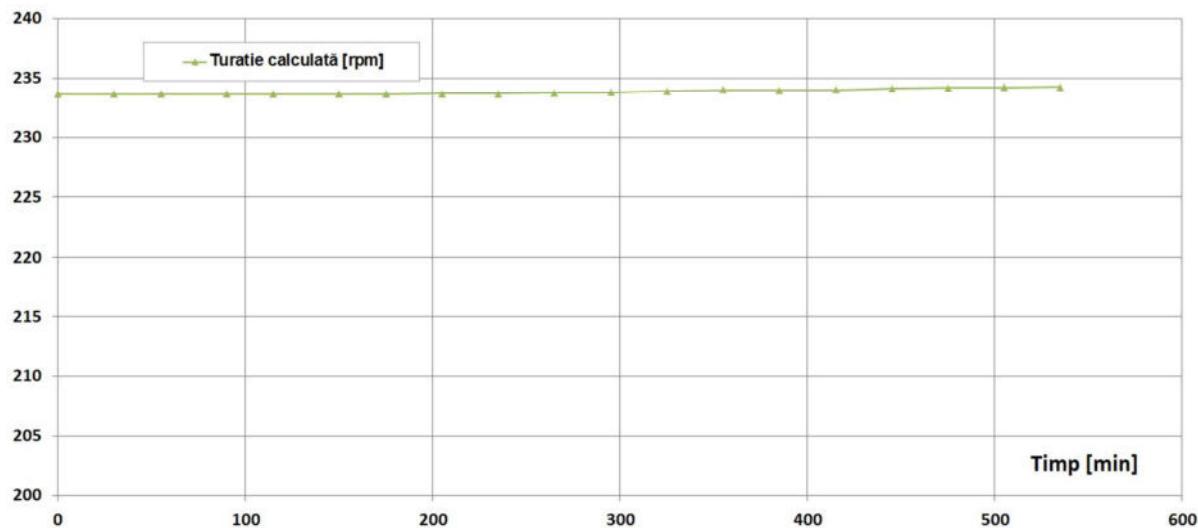


Figura 5.32 Variația turăției funcție de timp pentru angrenajului nepretensionat - setul 2

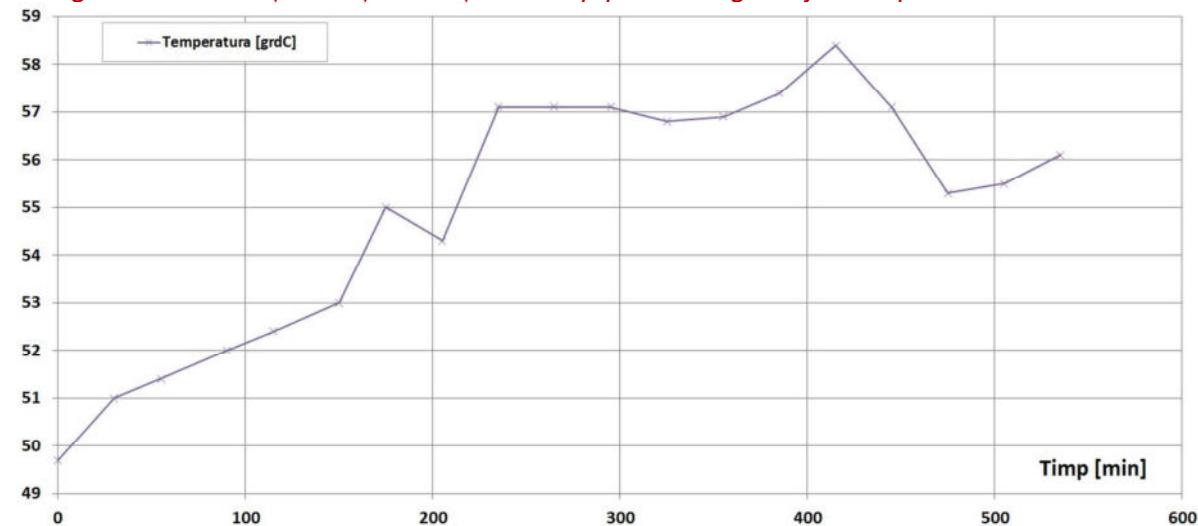


Figura 5.33 Variația temperaturii funcție de timp pentru angrenajului nepretensionat - setul 2

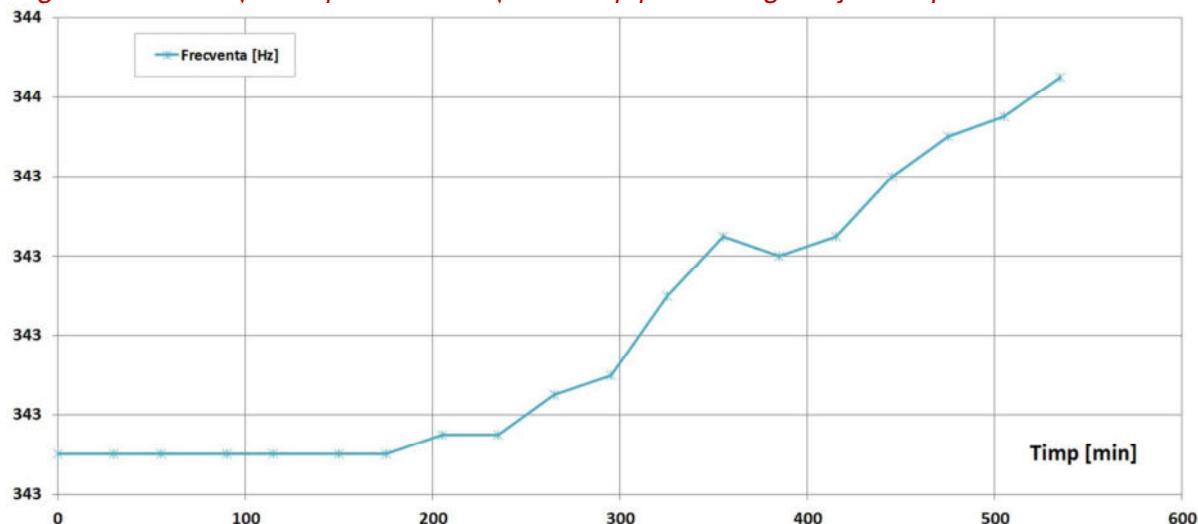


Figura 5.34 Variația frecvenței funcție de timp pentru angrenajului nepretensionat - setul 2

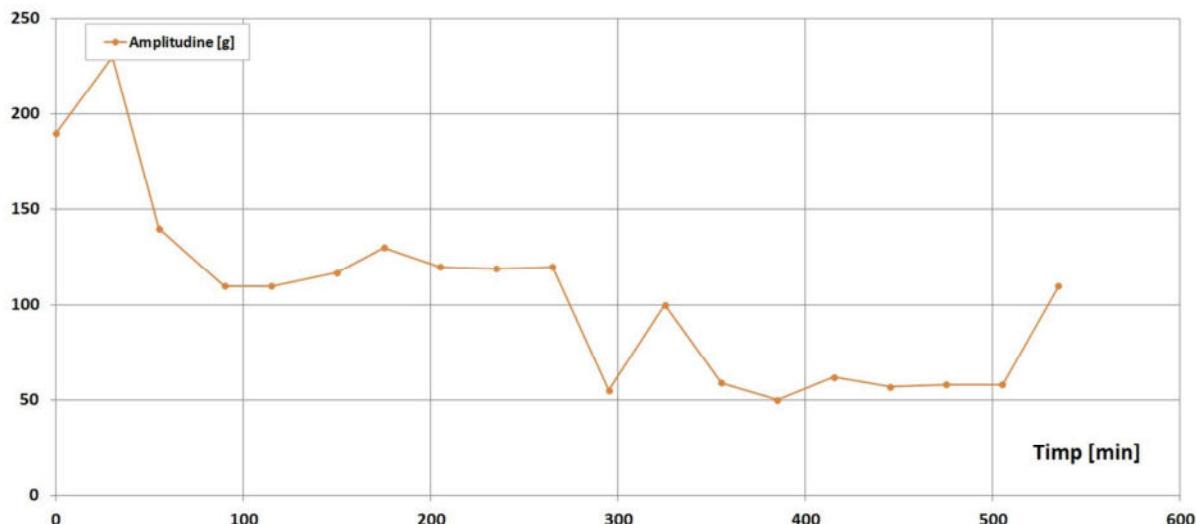


Figura 5.35 Variația amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului nepretensionat - setul 2

Din graficele prezentate în [figurile 5.29-5.35](#) și datele prezentate în [tabelul 5.8](#) rezultă următoarele concluzii:

- pe perioada de rodaj amplitudinile accelerărilor sunt mai mari; după perioada de rodaj aceste scad.
- atât pe perioada de rodaj cât și după această perioadă, valorile amplitudinilor sunt de aproximativ 10 ori mai mari decât în cazul angrenajului pretensionat în aceleasi condiții de funcționare;
- după aproximativ 800 min de funcționare și creșterea momentului de încărcare al multiplicatorului la valoarea $T=340$ Nm angrenajul s-a rupt.

În [figura 5.36](#) se prezintă pinionul $z=22$ cu dantura ruptă.



Figura 5.36 Pinion $z=22$ cu dantura ruptă

În ultima etapa a testelor s-a urmărit comportamentul setului de 3, set care a fost ecruisat. În **tabelul 5.9** sunt prezentate valorile înregistrărilor efectuate pe setul 3 pretensionat.

Tabelul 5.9 Raport teste angrenajului pretensionat - setul 3 12.04.2018-14.04.2018

Nr. crt.	Ziua	Ora	Minute	Minute cumulate	Moment	Pre-siune	Turatie masurata	Temperatura	Turatie calculata	Frecventa	Amplitudine
					Nm	bar	rpm	grd. C	rpm	Hz	g
1	12.04.2018	8,20	0	0	260	110	233	43,00	233,80	342,9	0,0028
2		8,50	30	30	260	120	233	50,80	233,97	343,15	0,0061
3		9,20	60	60	258	120	233	51,00	234,07	343,3	0,0065
4		9,50	90	90	281	130	233	53,80	233,25	342,1	0,0037
5		10,20	120	120	282	129	233	54,30	233,39	342,3	0,0068
6		10,50	150	150	282	129	233	53,70	233,45	342,4	0,0071
7		11,20	180	180	282	129	233	53,60	233,56	342,55	0,0079
8		11,50	210	210	282	129	233	54,10	233,59	342,6	0,0062
9		12,20	240	240	282	130	233	54,50	233,59	342,6	0,005
10		12,50	270	270	290	133	233	57,20	237,95	349	0,01
11		13,20	300	300	294	135	233	55,60	224,32	329	0,0018
12		13,50	330	330	292	135	233	56,80	232,91	341,6	0,0054
13		14,20	360	360	292	135	233	57,10	232,91	341,6	0,0067
14		14,50	390	390	292	135	233	56,80	232,91	341,6	0,0056
15	13.04.2018	8,30	30	420	291	138	233	55,10	233,73	342,80	0,0052
16		9,00	60	450	291	138	233	55,00	233,80	342,90	0,0049
17		9,30	90	480	291	138	233	55,70	233,76	342,85	0,0056
18		10,00	120	510	291	137	233	55,50	233,80	342,90	0,0057
19		10,30	150	540	291	138	233	55,90	233,80	342,90	0,004
20		11,00	180	570	291	138	233	55,70	233,80	342,90	0,004
21		11,30	210	600	292	137	232	57,60	233,93	343,10	0,0067
22		12,00	240	630	308	139	232	63,10	233,93	343,10	0,0034
23		12,30	270	660	317	139	232	64,10	231,89	340,10	0,0067
24		13,00	300	690	312	140	232	63,90	232,30	340,70	0,0035
25		13,30	330	720	315	140	232	63,50	232,30	340,70	0,0067
26		14,00	360	750	296	139	232	61,20	232,36	340,80	0,0059
27		14,30	390	780	350	150	232	68,70	232,36	340,80	0,0086
28	14.04.2018	8,30	30	810	350	140	232	62,80	232,50	341,00	0,0045
29		9,00	60	840	350	140	232	65,00	232,50	341,00	0,003
30		9,30	90	870	350	140	232	65,40	232,64	341,20	0,003
31		10,00	120	900	350	140	232	65,80	232,64	341,20	0,0038
32		10,30	150	930	350	140	232	64,50	232,70	341,30	0,0039
33		11,00	180	960	350	140	232	63,40	232,74	341,35	0,0045
34		11,30	210	990	351	140	232	65,10	232,91	341,60	0,0026

Nr. crt.	Ziua	Ora	Minute	Minute cumulate	Moment	Presiune	Turatie măsurată	Temperatura	Turatie calculată	Frecvență	Amplitudine
					Nm	bar	rpm	grd. C	rpm	Hz	g
35	35	12,00	240	1020	350	140	232	65,30	232,84	341,5	0,004
36		12,30	270	1050	350	140	232	66,30	232,91	341,60	0,0042
37		13,00	300	1080	350	140	232	67,20	232,91	341,60	0,0034
38		13,30	330	1110	350	140	232	67,30	232,91	341,60	0,0043
39		14,00	360	1140	350	140	232	66,40	232,91	341,60	0,003

În figurile 5.37 - 5.43 sunt prezentate variația funcție de timp a parametrilor monitorizați pe angrenajul 3.

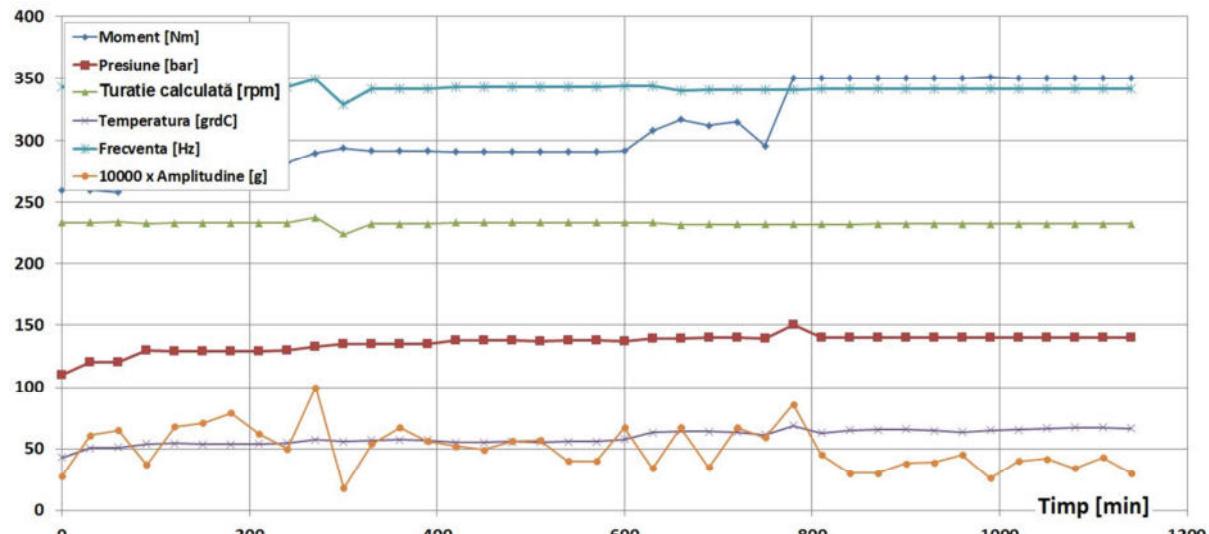


Figura 5.37 Variatia momentului, presiunii, turatiei, temperaturii, frecventei, si amplitudinii functie de timp

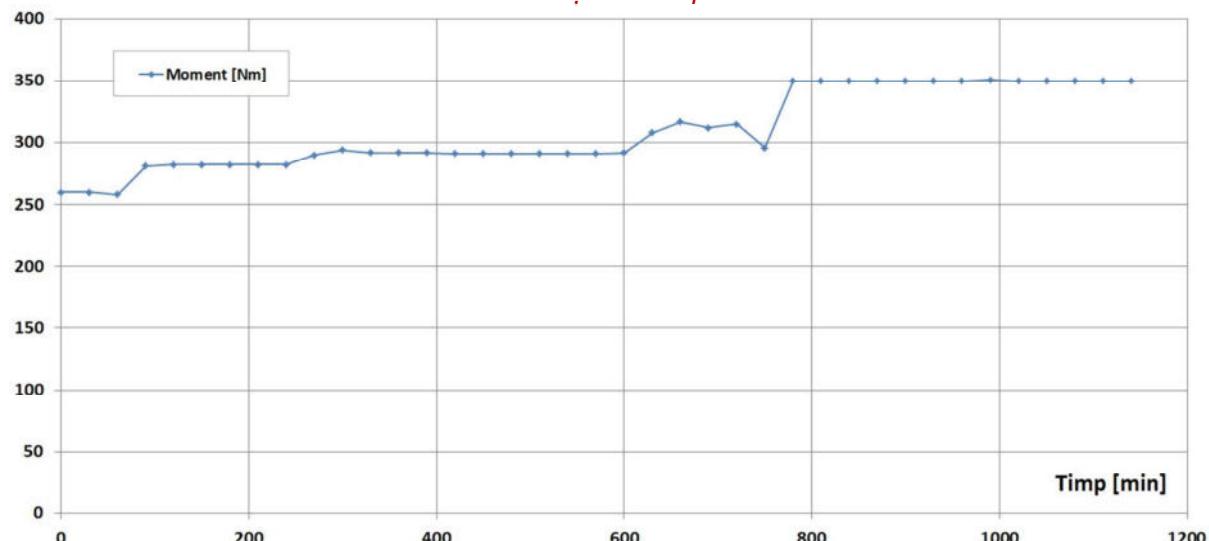


Figura 5.38 Variatia momentului functie de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 3

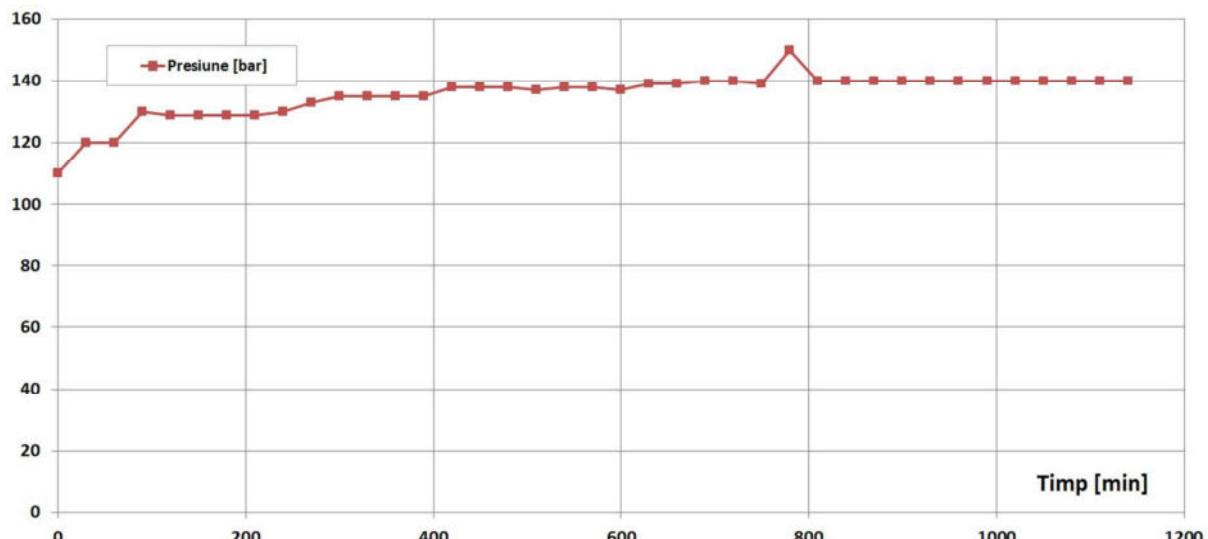


Figura 5.39 Variația presiunii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 3

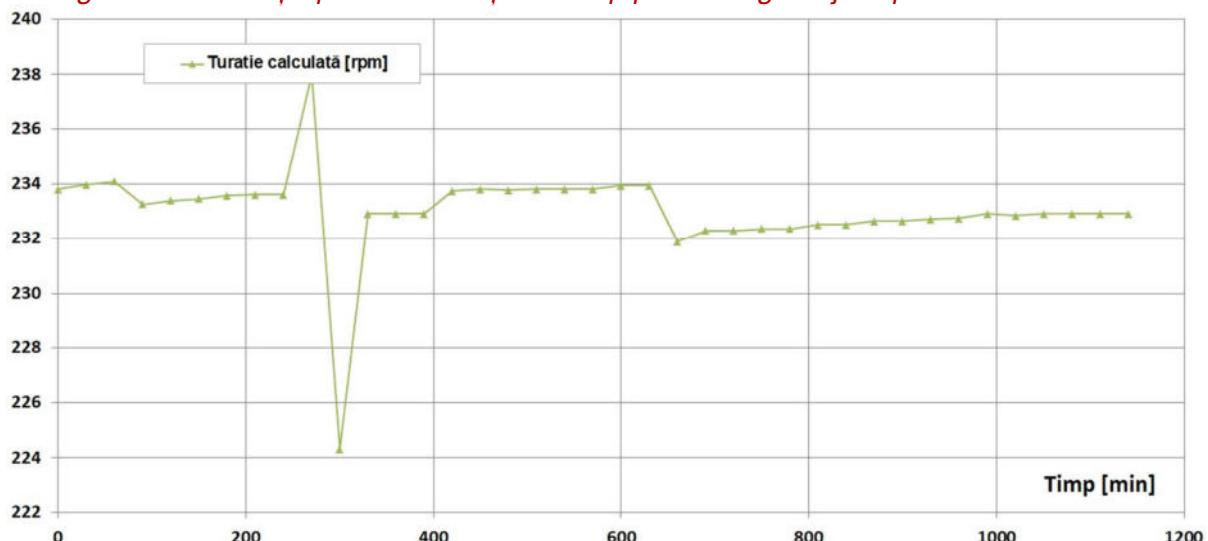


Figura 5.40 Variația turăției funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 3

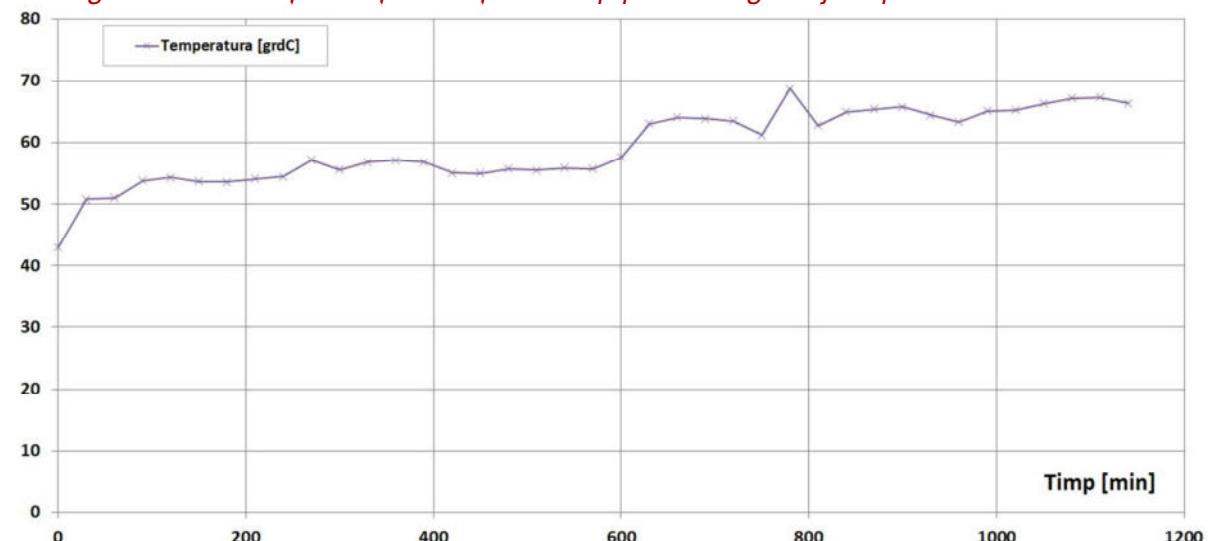


Figura 5.41 Variația temperaturii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 3

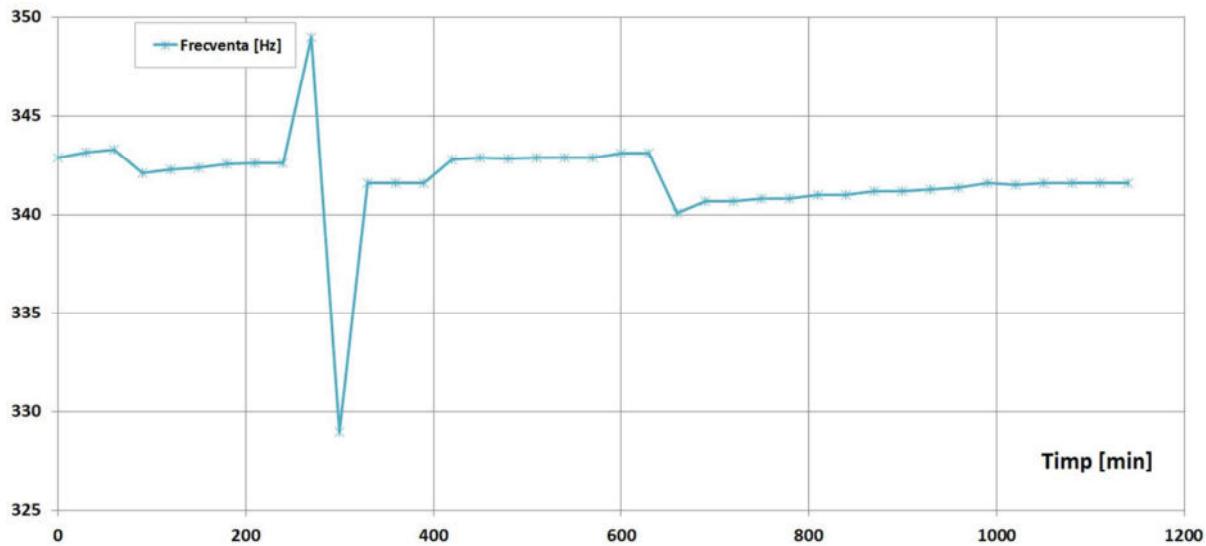


Figura 5.42 Variația frecvenței funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 3

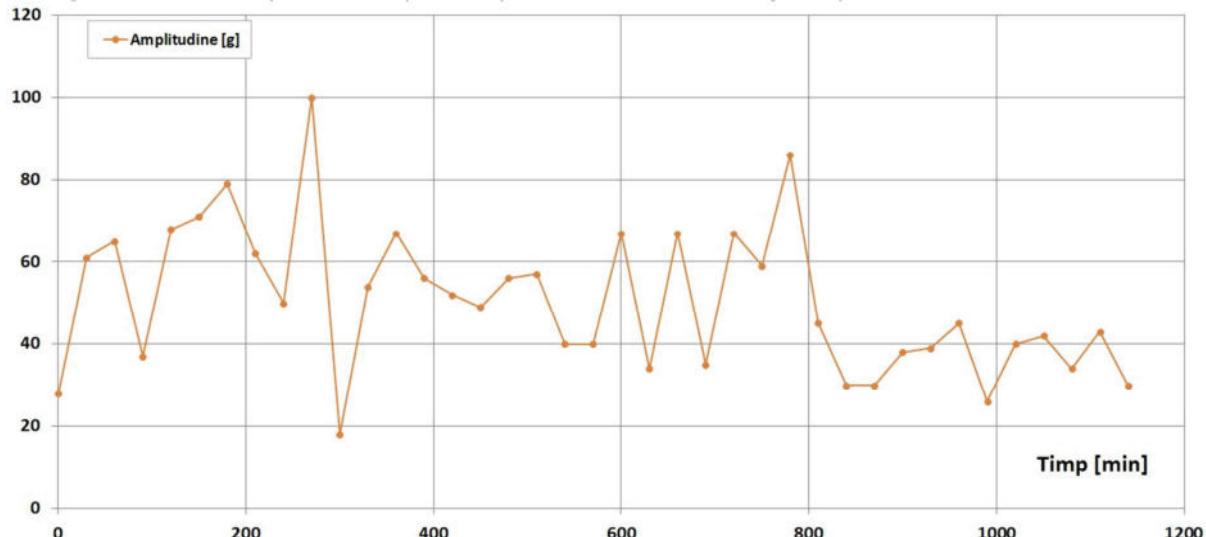


Figura 5.43 Variația amplitudinii funcție de timp pentru angrenajului pretensionat - setul 3

Din graficele prezentate în figurile 5.37-5.43 și datele din tabelul 6.9 rezultă următoarele concluzii:

- pe perioada de rodaj amplitudinile accelerațiilor sunt mai mari; după perioada de rodaj aceste scad. Acest comportament este similar atât cu cel al angrenajului pretensionat 1 cât și cu cel al angrenajului nepretensionat.
- valorile amplitudinilor vibrațiilor sunt sensibil egale cu valorile amplitudinilor angrenajului 1;
- comportamentul angrenajelor pretensionate setul 1 și 3 este aproape identic.

În figurile 5.44 - 5.45 sunt prezentate diagramele obținute în urma măsurătorilor efectuate. Din analiza acestor diagrame se observă că încărcarea multiplicatorului peste valorile nominale nu a influențat parametrii geometrici ai angrenajelor pretensionate.

Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turatie

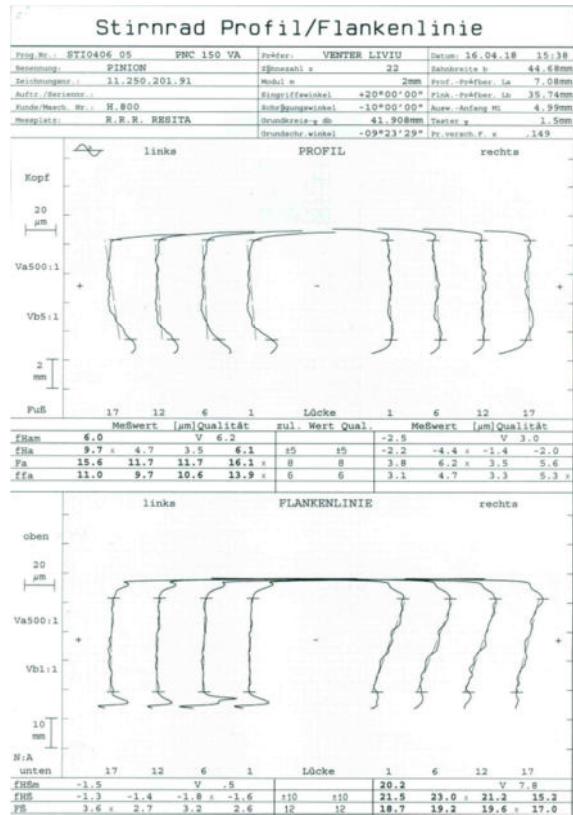


Figura 5.44 Diagrame măsurare pinion-set 3

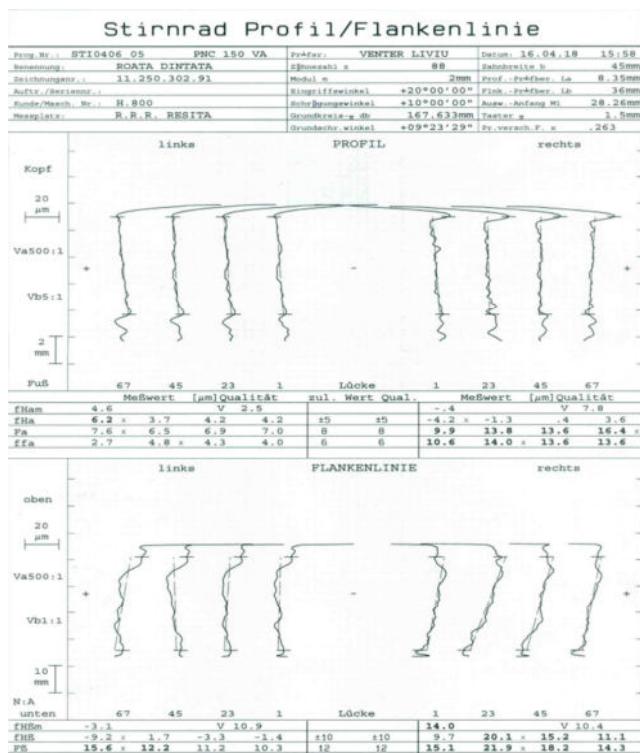


Figura 5.45 Diagrame măsurare roată-set 3

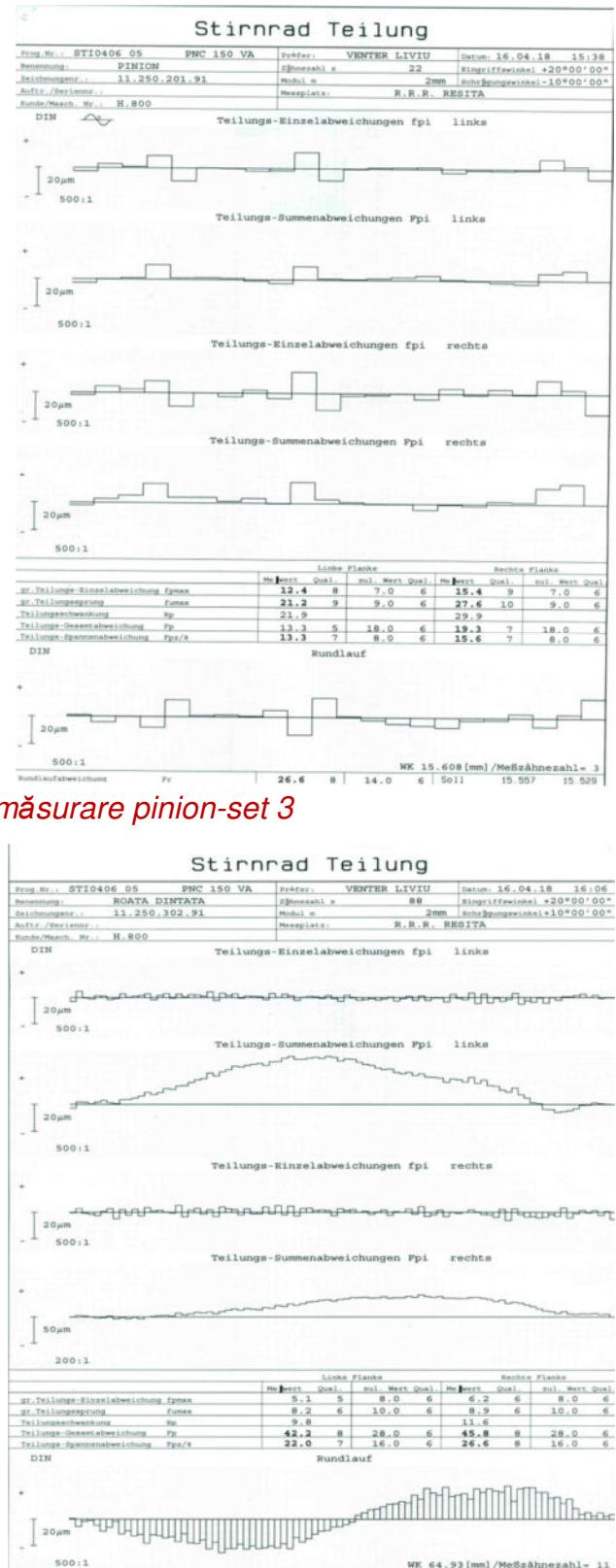


Figura 5.45 Diagrame măsurare roată-set 3

În diagrama din **figura 5.46** se prezintă variația amplitudinilor celor trei seturi de angrenaje supuse testării.

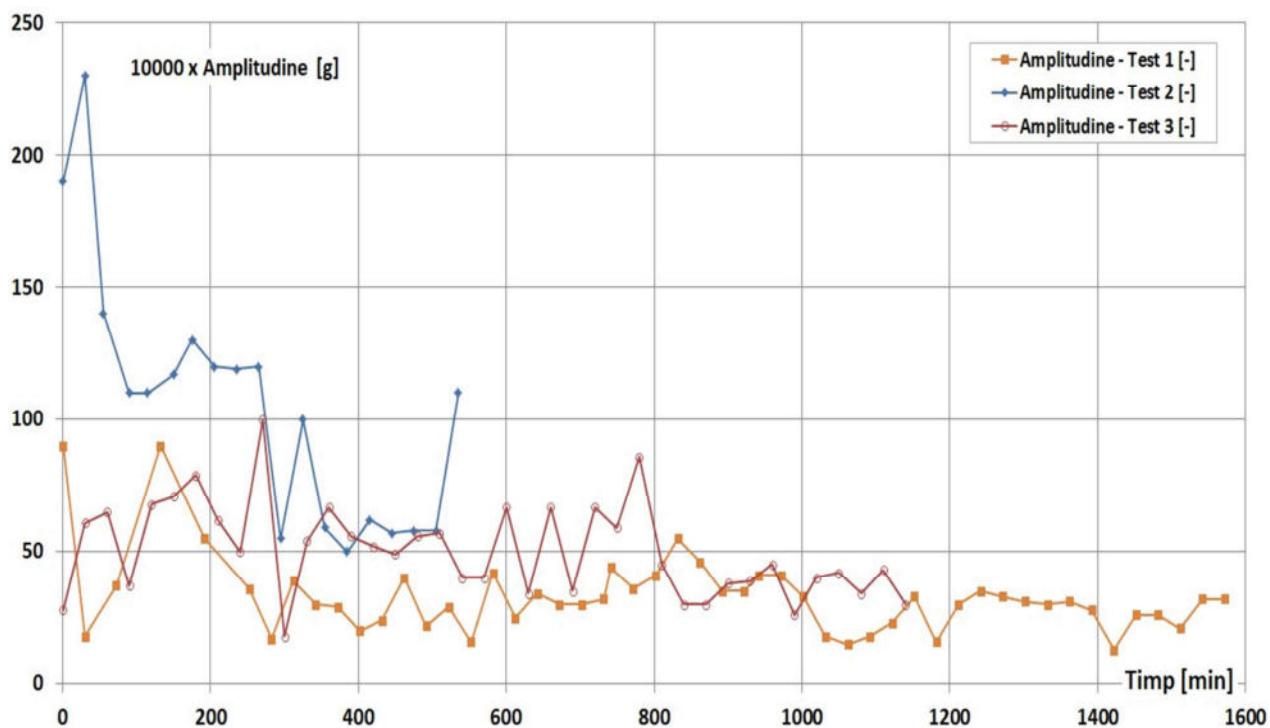


Figura 5.46 Variația amplitudinilor angrenajelor funcție de timp

Din analiza diagramei din **figura 5.46** rezultă următoarele:

- amplitudinile angrenajelor pretensionate 1 respectiv 3 sunt sensibil egale;
- dinții angrenajelor 1 respectiv 3 se comportă mult mai bine, funcționarea multiplicatorului cu aceste angrenaje pretensionate fiind mult mai silentioasă;
- amplitudinile vibrațiilor angrenajului nepretensionate sunt de aproximativ 10 ori mai mari în aceleași condiții de testare. Pentru a avea o imagine completă și corectă asupra influenței pretensionării asupra danturilor, testele s-au efectuat utilizând aceleași seturi de rulmenți;
- în cazul setului 2, set nepretensionat, după aproximativ 600 min de funcționare și la o încărcare $T=340$ Nm dantura pinionului a cedat. Amplitudinile au început să crească și după aproximativ 800 min dinții pinionului s-au rupt.

În Anexele I,II și III sunt prezentate măsurările amplitudinilor accelerărilor măsurate pe pinioanele pretensionate prin ecruisare respectiv pe pinionul neecruisat.

După finalizarea testelor angrenajele au fost supuse unui control nedistructiv cu lichide penetrante, control efectuat în conformitate cu [77].

În **figura 5.47** sunt prezentate cele două pinioane pretensionate controlate cu lichide penetrante.

Se observă că pinionul pretensionat cu intensitate mai mică prezintă mici urme de fisuri, în timp ce pinionul pretensionat cu intensitate mai mare nu prezintă fisuri la baza dintelui. Din analiza valorilor coeficientilor de siguranță la diferite valori ale pretensionărilor conform **tabel 5.4** și a rezultatelor obținute în urma testelor, certificate ca urmare a controalelor nedistructive efectuate, a rezultat concluzia că pe măsură ce crește pretensionarea efectuată prin ecruisare, comportamentul angrenajelor la solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui se îmbunătățește.

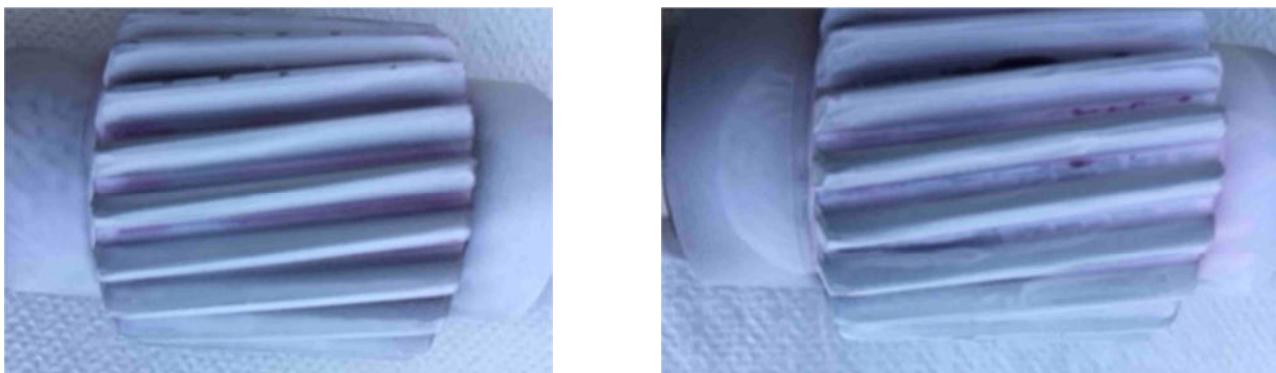


Figura 5.47 Pinioane controlate cu lichide penetrante

5.5 Analiză microstructură pe probe prelevate din pinioane pretensionate respectiv nepretensionate

În **figura 5.48** sunt prezentate cele trei probe prelevate din pinioanele testate, pregătite pentru analiza microscopică. Probele au fost pregătite în cadrul laboratorului de încercări mecanice ale societății ROTEC Buzău.



Figura 5.48 Probe prelevate din pinioane

În **figurile 5.49 ÷ 5.51** sunt prezentate probe prelevate din pinioanele din C45 nepretensionat respectiv pretensionate, din care se pot observa fisurile apărute în timpul

efectuării testelor și comportamentul diferit al pinioanelor pretensionate în raport cu cel nepretensionat în sensul că, pe măsură ce intensitatea de pretensionare crește, fisurile devin tot mai mici.

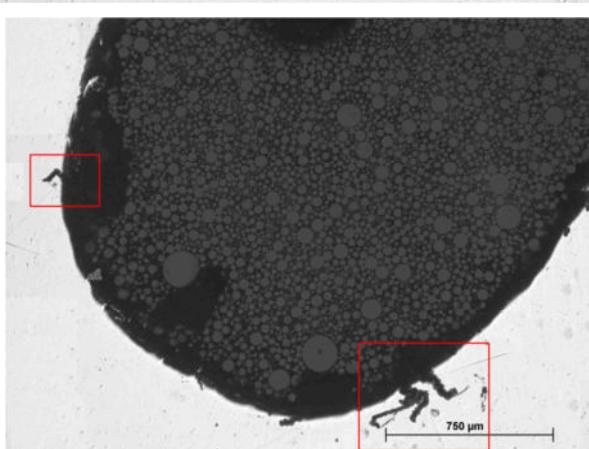
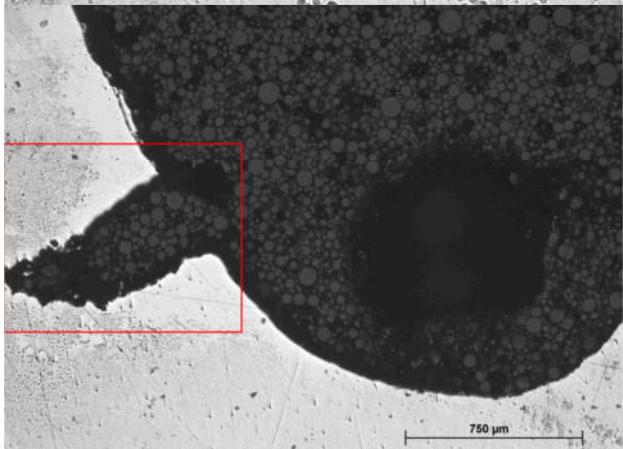
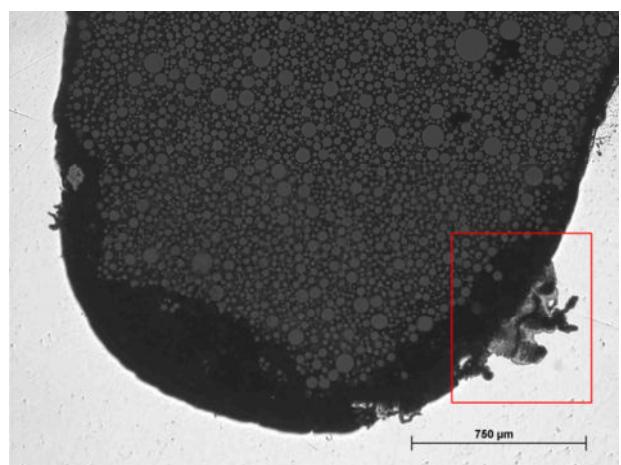
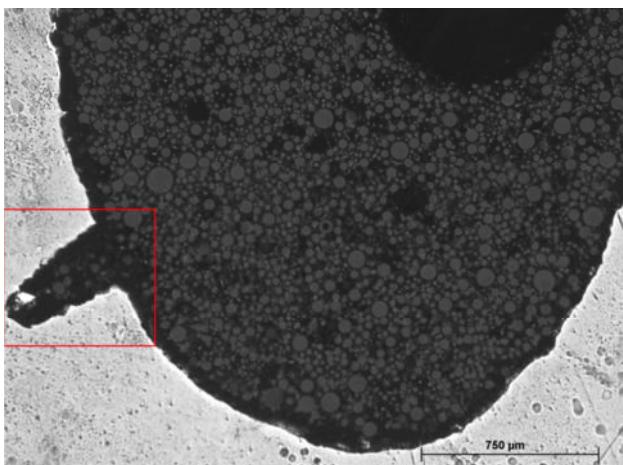
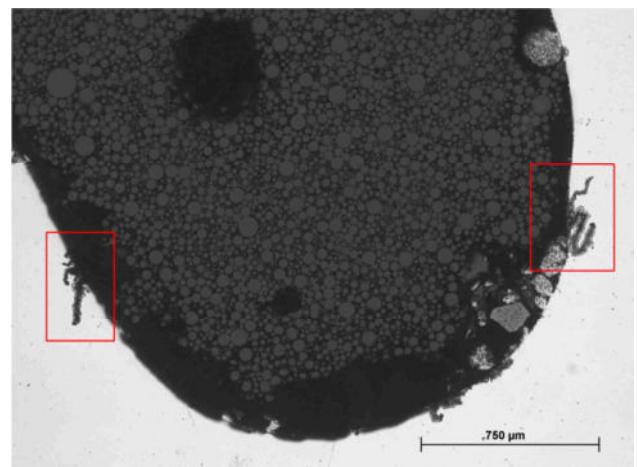
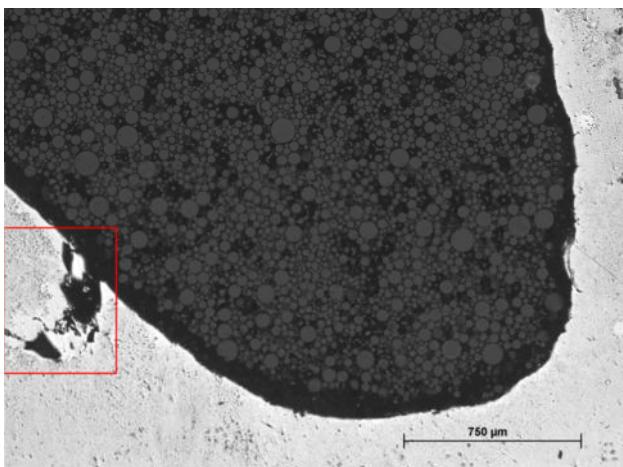


Figura 5.49 Aspect metalografic pe proba nepretensionată – setul 2 - cu evidențierea fisurilor

Figura 5.50 Aspect metalografic pe proba pretensionată - 0,254-0,356 – setul 3 - cu evidențierea fisurilor

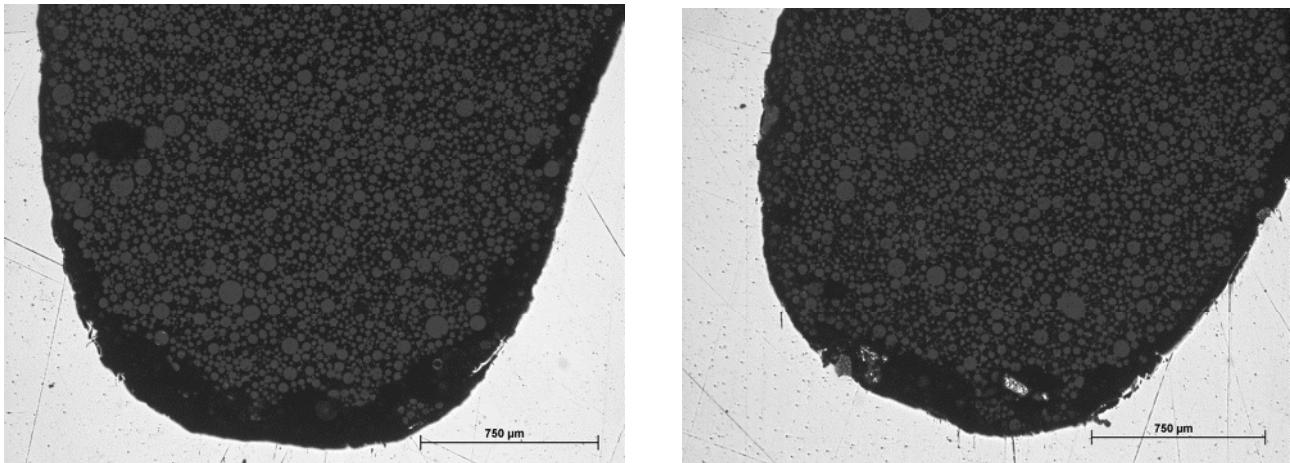


Figura 5.51 Aspect metalografic pe proba pretensionată - 0,356-0,457 – setul 1 - cu evidențierea fisurilor

Analiza microscopică prezentată în figurile anterioare relevă corelarea dintre rezultatele calculate cu cele obținute prin simulare respectiv experimentare, în sensul că toate acestea certifică influența pozitivă a pretensionării angrenajelor asupra comportării la oboseală.

5.6 Calculul de eficiență comparativ al execuției pinioanelor

Calculul de eficiență comparativ a fost făcut pentru pinioane executate în două variante:

- pinion executat din 18CrNiMo7-6 cu tratament termic de cementare-călire;
- pinion executat din C45 cu tratament termic de călire prin inducție cu curenți de înaltă frecvență și aplicarea unei pretensionări la baza dintelui prin operația de sablare cu alice metalice.

În conformitate cu [19], costul total de execuție a reperelor este structurat în patru tipuri de costuri:

$$C_T = A_C + M_C + F_C + C_C \quad (5.24)$$

unde:

A_C – cost achiziții;

M_C – cost prelucrare;

F_C – cost fix;

C_C – cost colaborări externe.

Colaborările externe pentru pinionul executat din C45 sunt tratamentul termic de CIF respectiv operația de pretensionare prin ecruisare, care însumează în total circa 16 ore.

Dar costul cu achizițiile cuprinde:

$$A_C = R_{MC} + T_C \quad (5.25)$$

unde:

R_{MC} – Costul materiilor prime și materialelor;

T_C – Costul transportului aferent achizițiilor.

Costul de prelucrare cuprinde:

$$M_C = L_C + U_C + H_{TC} \quad (5.26)$$

unde:

L_C – costul cu forța de muncă;

U_C – costul utilităților;

H_{TC} – costul aferent tratamentelor termice.

În cazul execuției pinionului din materialul 18CrNiMo7-6 a fost necesară aplicarea tratamentelor termice și operațiilor de sablare prezentate în **tabelul 5.10**.

Costurile fixe iau în considerare cheltuielile cu menenanța fabricației și costurile generale și de desfacere ale companiei.

Costurile cu colaborările externe reprezintă costurile operațiilor tehnologice ce nu se pot executa în companie și se execută la terții (fie din motive de lipsă de capacitate fie din motive tehnologice).

Prețul se calculează după cum urmează:

$$P = C_T + P_r \quad (5.27)$$

unde:

P_r – Profit.

Tabelul 5.10 Calcul duratei de timp la TT cementare-călire

Tratament termic		Timpi tehnologici [ore]			
		Încălzire cuptor	Încălzire șarja	Menținere	Difuzie
Normalizare		5	1,5	11	
Sablare				1	
Cementare	Pr : 03 1,2 + 0,4	6	3	8,5	1
Recoacere		5	2	3	
Sablare				1	
Călire		6	3	9	

Revenire		5	1,5	11	
Sablare				1	
Total ore					84,5

În tabelul 5.11 se prezintă calculul prețului pentru cele două variante de execuție ale pinioanelor.

Tabelul 5.11 Calculul prețului pentru cele două variante

Tip cost	Element de cost	Simbol	Valoare [Lei]	
			Pinion 18CrNiMo7-6	Pinion C45
Cost achiziții	Cost materii prime și materiale	R_{MC}	2460	1910,22
	Cost transport	T_C	102,58	79,66
Cost prelucrare	Costul cu forța de muncă	L_C	982,29	787,31
	Costul utilităților	U_C	711,85	564,91
	Costul tratamentelor termice	H_{TC}	434,69	-
Cost fix		F_C	1953,11	1551
Cost colaborări		C_c	-	956
Cost total		C_T	6626,58	5849,1
Profit		P_r	662,58	584,91
Preț		P	7289,24	6434,01

În urma analizei tabelului se poate trage concluzia că varianta de execuție a pinioanelor din materialul C45 cu aplicarea unui tratament termic CIF pentru durificarea flancurilor dinților și aplicarea unei operații de pretensionare la fundul danturii prin ecruisare, pentru îmbunătățirea coeficientului de siguranță la solicitarea de oboseală, este cu aproximativ 12% mai ieftină decât execuția în varianta utilizării materialelor înalt aliate și aplicarea unor tratamente termice costisitoare. Dacă luăm în calcul și faptul că în cazul execuției în varianta C45 timpul de execuție se reduce cu aproximativ 68,5 ore devine evident faptul că execuția pinioanelor în varianta C45 cu aplicarea operațiilor de pretensionare este mult mai eficientă din punct de vedere economic.

5.7 Concluzii

Datorită posibilităților de testare a multiplicatoarelor din cadrul societății Reșița Reductoare și Regenerabile și din considerente tehnologice, cercetările experimentale s-au efectuat pe un multiplicator similar cu cel proiectat în capitolul 3, dar cu dispunerea axelor în plan orizontal, geometria danturii fiind însă cea din proiectul inițial.

În acest capitol au fost prezentate considerații generale privind concepția și realizarea standului de încercări: tipuri de standuri, alegerea transmisiei, a sistemului de încărcare și

de antrenare a sistemului de măsurare a momentelor la ieșire din multiplicator. De asemenea au fost prezentate calculul geometric și de rezistență al danturilor multiplicatorul. Au fost efectuate teste pe trei tipuri de angrenaje: angrenaj nepretensionat, angrenaj pretensionat prin ecruisare cu o intensitate de 0,254-0,356, angrenaj pretensionat prin ecruisare cu o intensitate de 0,356-0,457.

Din aceste cercetări a rezultat concluzia că pretensionarea are influență pozitivă asupra comportării la oboseală a danturilor, o intensitatea mai mare duce la creșterea duratei de viață a angrenajelor. Rezultatele experimentale obținute au confirmat aceeași concluzie rezultată din calculele programului KissSoft respectiv din simularea numerică.

De asemenea capitolul prezintă un calcul comparativ de eficiență pentru execuția pinioanelor în varianta C45 pretensionat respectiv 18CrNiMo7-6 cu tratamente termice de cementare, calcul care a scos în evidență avantajele economice ale utilizării oțelului nealiat față de cel aliat, constând în reducerea semnificativă a costurilor de producție și scurtarea considerabilă a duratei de execuție.

**Cap. 6 CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE.
DIRECȚII VIITOARE DE CERCETARE. DISEMINAREA REZULTATELOR**

6.1 Concluzii finale

Teza de doctorat s-a axat pe studiul, proiectarea, execuția și cercetarea experimentală pe un multiplicator de turăie dotat cu angrenaje pretensionate cu diferite intensități. Teza a urmărit studiul influenței pretensionării asupra comportării angrenajelor la solicitarea de încovoiere la baza dintelui. Rezultatele tezei constau în:

- rezultate experimentale pe un multiplicator de turăie proiectat în cadrul tezei, care vor putea fi utilizate la proiectarea reductoarelor și a multiplicatoarelor de turăie în cadrul societății S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile;
- prototipul fizic al multiplicatorului, care va putea fi utilizat în viitor la cercetări experimentale pe alte variante de angrenaje;
- stand de experimentări utilizabil pentru măsurători de comportament al angrenajelor executate din diverse tipuri de materiale și în diferite condiții de funcționare;
- simulare numerică pe angrenaje solicitate la încovoiere aplicabilă în proiectarea reductoarelor și multiplicatoarelor la nivel industrial;
- rezultate ale studiului metalografic care pun în evidență modificările la nivel structural a straturilor pretensionate;
- rezultate experimentale al comportamentului la vibrații care pun în evidență influența pretensionării asupra comportamentului vibratoriu.

Cea mai important rezultat al tezei este demonstrarea prin calcul teoretic, simulare numerică și cercetări experimentale a posibilității de introducere în fluxul de fabricație al S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile al materialelor mai ieftine la execuția angrenajelor reductoarelor/multiplicatoarelor, care să suporte momente echivalente cu angrenaje executate din oțeluri speciale, cu impact semnificativ asupra costului de fabricație și timpului de execuție.

Rezultatele tezei se vor concretiza prin aplicarea acestei tehnologii în fabricația curentă a S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile.

6.2 Contribuții personale

Tabelul 6.1 sintetizează realizările și contribuțiiile obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza:

Tabel 6.1 Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei, comparativ cu obiectivele propuse a se realiza

Obiectiv teză	Realizări obținute în cadrul tezei	Contribuții personale
Realizarea unei sinteze bibliografice privind stadiul actual al cercetărilor asupra multiplicatoarele de turație și comportamentul angrenajelor pretensionate	Consultarea a 116 referințe bibliografice.	<ul style="list-style-type: none"> Parcurgerea bibliografică a unui număr de 116 referințe bibliografice. Sistematizarea informațiilor referitoare la cercetări actuale pe multiplicatoare de turație dotate cu angrenaje pretensionate.
Proiectare constructiv-funcțională a unui multiplicator de turație și a trei variante de angrenaje.	<ul style="list-style-type: none"> Proiectul de execuție al multiplicatorului. Desene de execuție a componentelor și ansamblului multiplicatorului. 	<ul style="list-style-type: none"> S-a elaborat proiectul de execuție al multiplicatorului. S-a elaborat proiectul de execuție a trei seturi de angrenaje identice, pentru testări într-o variantă nepretensionată respectiv două variante pretensionate cu intensități diferite.
Proiectarea standului de experimentări pentru testarea multiplicatorul de turație	<ul style="list-style-type: none"> Proiectul de execuție al standului. Desene de execuție a componentelor și ansamblului standului. 	<ul style="list-style-type: none"> S-a elaborat proiectul de execuție al standului. Stabilirea parametrilor de măsură și procedura de măsurare. S-a proiectat conectica instrumentelor de măsurare și control, alegerea sistemelor de ungere, răcire, antrenare și frânare.
Determinarea prin simulare numerică a influenței pretensionării angrenajelor dințate	<ul style="list-style-type: none"> Calcul de rezistență al angrenajului în două seturi de încărcări (forțe tangențiale respectiv radiale). 	<ul style="list-style-type: none"> Prin această simulare s-a evidențiat influența pretensionării la piciorul dintelui asupra comportării danturii la solicitarea de încovoiere la baza dintelui. Etapele de simulare pot fi aplicate la calculul de rezistență pentru orice geometrie de angrenaj. Procedura de simulare numerică va fi aplicată în proiectarea

*Tabel 6.1 Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei,
comparativ cu obiectivele propuse a se realiza*

Obiectiv teză	Realizări obținute în cadrul tezei	Contribuții personale
		reductoarelor în cadrul S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile.
Execuția multiplicatorului de turărie și a trei variante de angrenaje;	• Prototip fizic al multiplicatorului și a 3 seturi de angrenaje.	• Execuție componente prototip multiplicatorul și angrenaje prin procedee clasice.
Execuția standului de experimentări și încadrarea multiplicatorului în stand;	• Standul de experimentări.	• Dotarea S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile cu un stand utilizabil în viitor pentru încercări pe alte tipuri de multiplicatore/reductoare și angrenaje.
Pretensionarea angrenajelor cu diferite intensități	• Două seturi de angrenaje pretensionate cu diferite intensități	<ul style="list-style-type: none"> • Conceperea unor dispozitive speciale necesare operației de pretensionare. • Conceperea unor dispozitive speciale necesare determinării direcției de deplasare a dispozitivelor de pretensionare funcție de unghiurile de înclinare a danturilor. • Efectuarea pretensionărilor pe angrenaje executate din materiale mai ieftine.
Cercetare experimentală pe multiplicatorul echipat cu angrenaje nepretensionate și pretensionate cu diferite intensități;	<ul style="list-style-type: none"> • Cercetări experimentale pe standul proiectat în cadrul tezei. • Măsurători efectuate pe 3 variante de angrenaje. 	<ul style="list-style-type: none"> • S-a pus în evidență corelarea dintre rezultatele calculate cu cele obținute prin simulare respectiv experimentare, în sensul că toate acestea certifică influența pozitivă a pretensionării angrenajelor asupra comportării la oboseală. • Studiul influenței pretensionării asupra comportării vibratoare a multiplicatorului. • Procedeul de pretensionare poate fi aplicat pe angrenaje industriale executate din materiale mai ieftine în cadrul S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile.

*Tabel 6.1 Realizări și contribuții obținute în cadrul tezei,
comparativ cu obiectivele propuse a se realiza*

Obiectiv teză	Realizări obținute în cadrul tezei	Contribuții personale
Investigații metalografice efectuate pe probe prelevate din pinioanele multiplicatorului nepretensionate și pretensionate cu diferite intensități.	• 3 probe metalografice	<ul style="list-style-type: none"> Analiză microstructură pentru probe prelevate din pinioane pretensionate respectiv nepretensionate. Punerea în evidență a influenței pretensionării asupra comportării la oboseală a angrenajelor pretensionate respectiv nepretensionate.
Calcul de eficiență comparativ al angrenajelor în varianta executării din oțeluri speciale respectiv din oțeluri cu caracteristici mecanice mai ieftine supuse pretensionării la baza dintelui.	• Calcul de eficiență comparativ.	<ul style="list-style-type: none"> Teza a demonstrat că, în condițiile aplicării operației de pretensionare, angrenajele pot fi executate și din materiale mai ieftine, cu impact semnificativ asupra prețului și duratei de execuție a angrenajelor.

6.3 Direcții viitoare de cercetare

Direcțiile viitoare de cercetare corelate cu subiectul tezei sunt următoarele:

- proiectarea unor noi angrenaje utilizând diferite materiale și studiul influenței pretensionării;
- studiul influenței dimensiunilor angrenajului, a modulului și a altor parametrii de proiectare asupra comportamentului angrenajelor pretensionate;
- testarea pe stand a noilor variante de angrenaje în vederea identificării unei tehnologii generale pentru execuția acestor tipuri de angrenaje;
- determinarea valorilor intensităților de pretensionare funcție de modulul angrenajelor;
- studiul comportamentului în timp al angrenajelor pretensionate;
- introducerea în producția S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile a reductoarelor dotate cu angrenaje pretensionate executate din materiale mai ieftine care să transmită momente echivalente cu cele executate din oțeluri speciale.

6.4 Diseminarea rezultatelor

Pe parcursul perioadei de doctorat am participat la o serie de conferințe naționale și internaționale în domeniul ingineriei mecanice. În urma participării la aceste activități științifice în cadrul cărora am expus activitatea și rezultatele studiilor doctorale, au rezultat un număr de 19 lucrări publicate (indexate ISI - 7, BDI - 6, conferințe internaționale- 1, reviste naționale - 6) în proceedings-uri sau în reviste după cum urmează:

Lucrari ISI:

1. C Hațegan, I Pădureanu, M Jurcu, MD Nedeloni, CO Hamat, CP Chioncel, S Trocaru, O Vasile, O Bădescu, D Micliuc, L Filip Nedeloni, **A Băra**, L (Barboni) Hațegan, *Vibration analysis of a hydro generator for different operating regimes*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Hunedoara, Volumul 163, Nr.1, 2016.
2. C Hațegan, CP Chioncel, E Răduca, C Popescu, I Pădureanu, MR Jurcu, D Bordeașu, S Trocaru, F Dilertea, O Bădescu, IM Terfăloagă, **A Băra**, L (Barboni) Hațegan, *Determining the operating performance through electrical measurements of a hydro generator*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Hunedoara, Volumul 163, Nr.1, 2016.
3. Zoltan Iosif Korka, Nicoleta Gillich, **Aurel Băra**, Lidia Filip, Bogdan Clavac, *A comparative assessment of vibration reduction in helical gear pairs*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 13, Nr. 2, Pp.: 81-86, 2016.
4. Zoltan Iosif Korka, **Aurel Băra**, Bogdan Clavac, Lidia Filip, *Gear Pitting Assessment Using Vibration Signal Analysis*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 14, Nr. 1, Pp.: 44-49, 2017.
5. **A Băra**, D Nedelcu, C Hațegan, A C Bejinariu, L (Filip) Nedeloni, *General aspects of speed increaser gearboxes*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Hunedoara, 2017.
6. C Hațegan, E Răduca, C Popescu, C O Hamat, **A Băra**, D Anghel and D A Pârshan , *Experimental measurements concerning the stator insulation partial discharge level of a hydro-generator of high power*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Hunedoara, 2017.

7. Dorian Nedelcu, **Aurel Băra**, Adrian Pellac, Sorin Laurentiu Bogdan, *A comparative study between the costs of polymer based rapid prototyping and steel based manufacture*, Rev. Materiale Plastice, Vol. 54, nr. 3, Septembrie, 2017, ISSN 0025-5289, pp. 443-446.

Lucrari BDI:

1. Marian-Dumitru Nedeloni, Cornel Hațegan, Lidia (Filip) Nedeloni, Luminița (Barboni) Hațegan, Eugen Birtărescu, **Aurel Băra**, Adrian Pellac, *Research on the cavitation erosion resistance of the x3crni13-4 stainless steel used to manufacture the runner blades of kaplan turbines*, National Scientific Conference with international participation "CONFERENG 2016", Targu-Jiu, November 4-5, Annals of „Constantin Brâncuși” University of Târgu Jiu, Nr. 3., Pp. 70-75, ISSN 1842-4856, 2016.
2. Marian-Dumitru Nedeloni, Lidia Nedeloni (Filip), Eugen Birtărescu, **Aurel Băra**, Adrian Pellac, Sorin Laurentiu Bogdan, *Cavitation erosion behavior of a X3CrNi13-4 martensitic stainless steel used to manufacture some components of Francis hydraulic turbines*, The XVIIIth Symposium “YOUNG PEOPLE AND MULTIDISCIPLINARY RESEARCH”, 2016.
3. Marian-Dumitru Nedeloni, Eugen Birtărescu, Lidia Nedeloni, **Aurel Băra**, Adrian Pellac, *Study Regarding the Good Cavitation Erosion Resistance of a 13Cr-4Ni Stainless Steel used to Manufacture the Components Exposed to Water of the Hydraulic Turbines*, ANALELE UNIVERSITĂȚII “EFTIMIE MURGU” REȘIȚA ANUL XXIV, NR. 1, ISSN 1453 – 7397, 2017.
4. **AUREL Băra**, *Calculul de predimensionare al angrenajelor conice*, Conferinta Nationala multidisciplinara “Profesorul Dorin Pavel”-fondatorul hidroenergeticii romanesti “ Sebes 2016.
5. **Aurel Băra**, Adrian Balaci, *Prelucrarea danturilor conice curbe*, Conferinta Nationala multidisciplinara “Profesorul Dorin Pavel”-fondatorul hidroenergeticii romanesti “ Sebes 2016.
6. Zoltan Korka, Lidia Filip, Bogdan Clavac, **Aurel Băra**, *An appraisal of the sound field generated by helical gear pairs with different helix angles, manufactured by*

various technologies, Acoustics and Vibration of Mechanical Structures, AVMS-2017.

Lucrări la conferințe internaționale:

1. M. D. Nedeloni, P. C. Pedrali, L. Nedeloni, T. Ene, L. Cîndea, A. V. Petrica, A-M Budai, **A. Băra**, *Dry sliding wear research on C45 carbon steel, 41 Cr4 alloyed steel and X3CrNi13-4 martensitic stainless steel*, ICAS Conference 2018, University of Banja Luka.

Lucrări în reviste naționale:

1. V. Caramidaru, **A. Băra**, *Ecrusarea pieselor metalice executate la RESITA REDUCTOARE (I)*, T&T tehnica si tehnologie, Bucuresti, ISSN 1453 8423, vol. 4, 2010, pp. 66-67,4/2010.
2. V. Caramidaru, **A. Băra**, *Ecrusarea pieselor metalice executate la RESITA REDUCTOARE (II)*, T&T Tehnica si Tehnologie, Bucuresti, ISSN 1453 8423, vol. 5, 2010, pp. 32-33,5/2010.
3. V. Caramidaru, **A. Băra**, *Ecrusarea pieselor metalice executate la Resita Reductoare (III)*, T&T Tehnica si Tehnologie, Bucuresti, ISSN 1453 8423, vol. 6, 2010, pp. 36-37,6/2010.
4. V. Caramidaru, **A. Băra**, *Prelucrarea danturilor conice curbe pe masinile Klingelnberg (I)*, T&T Tehnica si Tehnologie, Bucuresti, ISSN 1453 8423, vol. 1, 2011, pp. 50-51,1/2011.
5. V. Caramidaru, **A. Băra**, *Prelucrarea danturilor conice curbe pe masinile Klingelnberg (II)*, T&T Tehnica si Tehnologie, Bucuresti, ISSN 1453 8423, vol. 2, 2011, pp. 38-39,2/2011.
6. V. Caramidaru, **A. Băra**, *Mașini de danturat roți conice cu dantura ciclopaloială*, T&T Tehnica si Tehnologie, Bucuresti, ISSN 1453 8423, vol. 3, 2011, pp. 38-41,3/2011.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Almen, J.O., Black, P.H., *Residual stresses and fatigue in metals*, New York (NY): McGraw-Hill (1963).
- [2] Al-Obaid, Y.F., *Shot Peening Mechanics: Experimental and Theoretical Analysis*, mech. Mater., 1995, 19, p.251-260.
- [3] Altenberger, I., *Mikrostrukturelle untersuchungen mechanisch randschichtverfestigter bereiche schwingend beanspruchter metallischer werkstoffe*, in :B. Scholtes (Ed.), Universitat Bibliothek, Kassel (2000).
- [4] AMS, *Shot Peening of Metal Parts*, AMS-S-13165, SAE stand, SAE International, 1997.
- [5] Anghel, Șt., Ianici, S., *Proiectarea transmisiilor mecanice*, Universitatea Tehnică Timișoara, Facultatea de Inginerie Reșița, 1993.
- [6] ASM HANDBOOK, Volume 15, Casting, ASM INTERNATIONAL, 1996.
- [7] Baklouti, M., Mnif, R., Elleuch, R., *Impact of surface hardening treatment geneed by shot peening on the fatigue life of brass alloy*, Journal of Mechanical Science and Technology 26,2012
- [8] **Băra, A.**, *Aspecte generale privind multiplicatoarele de turătie*, Referat de doctorat numărul 2 susținut la Universitatea Eftimie Murgu, Reșița, 2015.
- [9] **Băra, A.**, *Aspecte generale privind multiplicatoarele de turătie*, Referat de doctorat numărul 3 susținut la Universitatea Eftimie Murgu, Reșița, 2018.
- [10] **Băra, A.**, Nedelcu, D., Hațiegan, C., Bejinariu, A.,C., (Filip) Nedeloni,L., *General aspects of speed increaser gearboxes*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Hunedoara, 2017.
- [11] **Băra, A.**, *Prelucrarea danturilor conice curbe*, Conferinta Natională multidisciplinară “Profesorul Dorin Pavel”-fondatorul hidroenergeticii românești “Sebes, 2016.
- [12] **Băra,A.**, *Calculul de predimensionare al angrenajelor conice*, Conferinta Natională multidisciplinară “Profesorul Dorin Pavel”-fondatorul hidroenergeticii românești “Sebes, 2016.
- [13] Barbu, Gh., *Modele de simulare cu aplicații în fiabilitate*, Editura Tehnică București,1992

- [14] *Billes d'acier et billes de verre destinees a la mise en contrainte de compression superficielle des pieces metalliques* - NFL 06831, Franța, decembrie 1979.
- [15] Bureau Veritas - *Rules for Classification of steel ship*,Part C-Machinery, Electricity, Automation and Fire Protection-Nr. 467 C 1 DT09E-July 2017
- [16] Cărămidaru, V., **Băra, A.**, *Ecrusarea pieselor metalice executate la RRR – I*, T&T Tehnică și Tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 4, 2010, pp.66-67, 4/2010.
- [17] Cărămidaru, V., **Băra, A.**, *Ecrusarea pieselor metalice executate la RRR – II*, T&T Tehnică și Tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol.5, 2010, pp.32-33, 5/2010.
- [18] Cărămidaru, V., *Cercetări privind comportamentul angrenajelor cu roți dințate teflonate*, Teza de doctorat, Universitatea Eftimie Murgu, Reșița, 2012.
- [19] Nedelcu, D., Băra, A., Pellac, A., Bogdan,S.,L., *A comparative study between the costs of polymer based rapid prototyping and steel based manufacture*, Rev. Materiale Plastice, Vol. 54, nr. 3, Septembrie, 2017, ISSN 0025-5289, pp. 443-446.
- [19] Caramidaru,V., **Băra, A.**, *Ecrusarea pieselor metalice executate la Resita Reductoare (III)*, T&T Tehnica si Tehnologie, Bucuresti, ISSN 1453 8423, vol. 6, 2010, pp. 36-37,6/2010.
- [20] Castex, L., Sprauel, J.M., *Evolution recente de l'analyse des contraintes residuelles par diffractometrie*, Revue Francaise de Mecanique, no.1987-2, p.103-110.
- [21] Constantin, V., Palade, V., *Organe de mașini și mecanisme*, Editura Fundației Universitare "Dunărea de jos", Galați, 2005.
- [22] Couratin, D., Guimier, A., *Amelioration de la tenue en fatigue de flexion, par grenaillage de precontrainte, des pignons en acier cementé*, Recueil de conferences, 11-eme Conference sur le grenaillage de precontrainte, Senlis (Franța), 7-8 iunie 1988, p.121-132.
- [23] Denhez, J.-J., *Precision machine-outils dans les automatismes et moyens de mesure sur les installations de grenaillage en aeronautique*, Recueil de conferences, 11-eme conference sur le grenaillage de precontrainte, Senlis (Franța), 1988.
- [24] Domine, J., Jaumain, M., *Grenailles metalliques et grenaillage en fonderie*, Fonderie 281, august, 1969.
- [25] Drozd, M.S., Matlin, M.M., Sidyakin, Yu.I., *Inzhenernye raschety uprugoplasticheskoi kontaktnoi deformatsii*, Moscow: Mashinostroenie, 1986.

- [26] Dupius, D., *Les machines de grenaillage et leur application précontrainte*, Le grenaillage de précontrainte, CETIM, La Librairie de Traitements de Surface, Paris, 1984.
- [27] Eckersley, J.S., *Basic Techniques and Key Parameters*, Shot Peening: Techniques and Applications, EMAS Ltd, U.K., 1993.
- [28] Feng, Q., Jian, C., Xu, Z., *Residual Stress Relaxation of Shot-Peened Deformation Surface Layer on Duplex Stainless Steel Under Applied Loading*, J.Mater.Eng. Perform, 2014, 23-2, p.408-412.
- [29] Flavenot, J.F., *Influence des contraintes résiduelles sur la tenue en fatigue*, p.7-25, Paris, 1984..
- [30] Flavenot, J.F., Niku-Lari, A., *Le grenaillage de précontrainte*, Note technique, no.15, CETIM Senlis (Franța), 1976.
- [31] Franchim, V. de Campos, Travessa, D., Neto C., *Analytical modelling for residual stresses produced by shot peening*, materials and Design, 30 (2009) 1556-1560.
- [32] Fu, P., Jiang, C., *Residual Stress Relaxation and Micro-Structural Development of the Surface Layer of 18CrNiMo7-6 Steel After Shot Peening During Isothermal Annealing*, Mater.Des., 2014, 56, p.1034-1038.
- [33] Gao, Y.K., Li, X.B., Yang, Q.X., Yao, M., *Influence of surface integrity on fatigue strength of 40CrNi₂Si₂MoVA steel*, Mater. Lett, 2007, 61, p.466-469.
- [34] Guagliano, M., *Relating Almen Intensity to Residual Stresses Induced by Shot Peening: A Numerical Approach*, J.Mater. Process. Technol., 2001, 110, p.277-286.
- [35] Hareux, M., *Principales familles de billes utilisées en shot-peening*, p.107-123.
- [36] Hatjegan, C., Chioncel,C.,P., Răduca,E., Popescu,C., Pădureanu, I., Jurcu, M.,R., Bordeașu,D., Trocaru, S., Dilertea, S., Bădescu,O., Terfăloagă,I., M., **Băra, A.**, Hatjegan, L., *Determining the operating performance through electrical measurements of a hydro generator*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Hunedoara, Volumul 163, Nr.1, 2016.
- [37] Hatjegan, C., Pădureanu, I., Jurcu, M., Nedeloni,M., Hamat,C.,O., Chioncel,C.,P., Trocaru,S., Vasile,O., Bădescu,O., Micliuc, D., Nedeloni, L., **Băra, A.**, Hatjegan,L., *Vibration analysis of a hydro generator for different operating regimes*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Hunedoara, Volumul 163,

Nr.1, 2016.

- [38] Hirsch, T., Wohlfahrt, H., Macherauch, E., *Fatigue Strength of Case Hardened and Shot Peened Gears*, in "Shot peening", H.Wohlfahrt et al editors, DGM Informationsgesellschaft Verlag, 1987, p.547-560.
- [39] Horovitz, A., *Proiectarea modernă a angrenajelor cilindrice*, Ediția a 2-a revizuită, București, Oficiul de informare documentare pentru Industria Constructoare de mașini, 1996.
- [40] Huck, M., Bergmann, H.J., Schutz, W., *Einfluss der Oberflächenbehandlung auf die Dauerfestigkeit der Eingangswelle*, IABG - Report TF - 1352, 1982.
- [41] Huck, M., Bergmann, H.J., Schutz, W., *Massnahmen zur Steigerung der Dauerfestigkeit von Antriebskegelradern. Anschlussbericht*, IABG - Report TF - 2011, 1986.
- [42] Huck, M., Bergmann, H.J., Schutz, W., *Vorgelegerad 3. Gang, Kugelgestrahlt bei MIC*, IABG - Report TF - 1534, 1983.
- [43] Ianici S., *Ingineria sistemelor mecanice - Vol. 1 și 2*, Editura "Eftimie Murgu", Reșița, 2001.
- [44] Ianici S., *Organe de mașini*, curs Universitatea Eftimie Murgu, Reșița, 2002.
- [45] Jiang, X.P., Man, C.-S., Shepard, M.J., Zhai, T., *Effects of shot-peening and re-shot-peening on four-point bend fatigue behavior of Ti-6Al-4V*, Materials Science and Engineering A, 468-470 (2007) 137-143.
- [46] Karablev, A.I., Resetov, D.N., *Vestrik mașinostroienic*, 1965.
- [47] Kim, J.-C., Cheong, S.-K., Noguchi, H., *Evolution of Residual Stress Redistribution Associated with Localized Surface Microcracking in Shot-Peened Medium-Carbon Steel During Fatigue Test*, Int. J. Fatigue, 2013, 55, p.147-157.
- [48] Kirk, D., *Peening intensity curves*, (2007) 24-30.
- [49] KISSsoft Realelease 03/2016 – *Calculation program for machine design-2016*
- [50] Korka, Z., Filip, L., Clavac, B., **Băra, A.**, *An appraisal of the sound field generated by helical gear pairs with different helix angles, manufactured by various technologies*, Acoustics and Vibration of Mechanical Structures, AVMS-2017.
- [51] Korka, Z.I., *Cercetări privind reducerea vibrățiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice*, Teză de doctorat, Universitatea Eftimie Murgu, Reșița, 2009.
- [52] Korka, Z.I., **Băra, A.**, *Gear Pitting Assessment Using Vibration Signal Analysis*,

- Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 14, Nr. 1, Pp.: 44-49, 2017.
- [53] Korka, Z.I., Ghilich, N., **Băra, A.**, *A comparative assessment of vibration reduction in helical gear pairs*, Romanian Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 13, Nr. 2, Pp.: 81-86, 2016.
- [54] Korka, Z.I., *Reducerea vibrațiilor unei transmisii cu roți dințate prin teflonarea danturilor*, Tehnică și tehnologie, nr.3, 2009.
- [55] Leclerc, C., Thiriet, G., Chateauneuf, P., Meunier, G., *Renforcement par grenaillage de précontrainte de la pignonnerie automobile*, 12-eme Conference nationale "Le grenaillage de précontrainte", Senlis (Franța), 25-26 septembrie 1991.
- [56] Lindemann, J., Buque, C., Appel, F., *Effect of shot peening on fatigue performance of a lamellar titanium aluminide alloy*, Acta Materialia, 54 (2006) 1155-1164..
- [57] Llaneza, V., Belzunce, F.J., *Optimal Shot Peening Treatments to Maximize the fatigue Life of Quenched and tempered Steels*, January 2015.
- [58] Lloyd Register - *Rules and Regulations for the Classification of naval Ship*-January 2018
- [59] Ludian, T., Wagner, L., *Coverage Effects in Shot Peening of Al 2024-T4*, Proceedings of International Conference of Shot Peening ICSP-9, V.Schulze, 6-9 September (Paris), 2005, p.296-301.
- [60] Manes, W., Hornung, K., Retting, H., *Erprobung von Zahnraden aus bainitischem Gusseisen mit Kugelgraphit*, Antreibstechnik, Vol.23 (1984), nr.4.
- [61] Mănescu, T.Şt., Nedelcu, D., *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, 2005, Editura Orizonturi Universtare, Timișoara, ISBN 973-638-217-6.
- [62] Marsh, K.J., *Shot Peening: Techniques and Applications*, EMAS, London, 1993.
- [63] Martin, U., Altenberger, I., Scholtes, B., Kremmer, K., *Cyclic deformation and near surface microstructures of normalized shot peened steel SAE 1045*, Materials Science and Engineering A, 246 (1998) 69-80.
- [64] Matlin, M.M., Moseiko, V.O., Moseiko, V.V., *Determining the coverage of the treated surface with shot impressions in shot peening*, Spravochn., Inzh. Zh., 2005, no.2, pp.18-25.
- [65] Matlin, M.M., Moseiko, V.O., Moseiko, V.V., *Selecting the coverage with shot impressions and the plastic-deformation zones in shot peening*, Uprochn. Tekhnol.

- Pokryt., 2008, no.9, pp. 23-26.
- [66] Matlin, M.M., Mozgunova, A.I., Moseiko, V.O., Moseiko, V.V., Lebskii, S.L., *Optimal Shot Speed and Diameter in the Shot Peening of Steel Parts*, Volgograd State Technical University, Volgograd.
- [67] Micle, V., *Ecrusarea cu elice*, Editura Dacia, Cluj Napoca, 2000.
- [68] Miege, B., Barbarin, P., Convert, F., *La mesure des contraintes par rayons X*, Journee d'information sur les contraintes residuelles - CETIM Senlis (Franța), noiembrie 1986.
- [69] Mitelea, I., Budău, V., *Materiale și tratamente termice pentru structuri sudate*, Editura de Vest, Timișoara, 1992.
- [71] Nedelcu, D., *Proiectare și simulare cu Solid Works*, 2011, Editura Eurostampa, Timișoara, ISBN, 978-606-569-276-3.
- [72] Nedeloni,M.,D., Birtărescu,E., Nedeloni,L., **Băra,A.**, Pellac,A., *Study Regarding the Good Cavitation Erosion Resistance of a 13Cr-4Ni Stainless Steel used to Manufacture the Components Exposed to Water of the Hydraulic Turbines*, ANALELE UNIVERSITĂȚII "EFTIMIE MURGU" REȘIȚA ANUL XXIV, NR. 1, ISSN 1453 – 7397, 2017.
- [73] Nedeloni,M.,D., Hațegan,C., Nedeloni,L.,F., Hațegan,L.,B., Birtărescu,E., **Băra,A.**, Pellac,A., *Research on the cavitation erosion resistance of the x3crni13-4 stainless steel used to manufacture the runner blades of kaplan turbines*, National Scientific Conference with international participation "CONFERENG 2016", Targu-Jiu, November 4-5, Annals of „Constantin Brâncuși” University of Târgu Jiu, Nr. 3., Pp. 70-75, ISSN 1842-4856, 2016.
- [74] Nedeloni,M.,D., Nedeloni, L., Birtărescu, E., **Băra, A.**, Pellac, A., Bogdan,S., I., *Cavitation erosion behavior of a X3CrNi13-4 martensitic stainless steel used to manufacture some components of Francis hydraulic turbines*, The XVIIIth Symposium “YOUNG PEOPLE AND MULTIDISCIPLINARY RESEARCH”, 2016.
- [75] Nikitin, I., *Zur Verbesserung des ermudungsverhaltens des austenitischen stahl X5CrNi18-10 im temperaturbereich 25-600° C durch mechanische randschichtverfestigungsverfahren*, Dissertation, Kassel (2007).
- [76] Niku-Lari, A., *Application du grenaillage de precontrainte aux pieces forgees*, p.55-63, Paris, 1984.

- [77] Oprea E., Dumitrașcu A., Boricean D., *Simularea și analiza folosind prototipul virtual*, Qual Media, 2010, ISBN 978-606-8154-06-0
- [78] Popescu N., *Alegerea și tratamentul termic al oțelurilor pentru roți dințate*, Editura Didactică și Pedagogică, București.
- [79] Popescu N., *Studiul materialelor*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1973.
- [80] Prevey, P.S., Cammett, J.T., *The effect of shot peening coverage on residual stress, CW and fatigue in a Ni-Cr-Mo low alloy steel*, Proceedings of International Conference of Shot Peening ICSP-8, L.Wagner, 16-20 September (Munich), 2002, p.295-304.
- [81] Qian, Z., Chumbley, S., Karakulak, T., Johnson, E., *The Residual Stress relaxation Behavior of Weldments During Cyclic Loading*, metall. Mater. Trans. A-Phys.Metall. Mater. Sci., 2013, 44-7, p.3147-3156.
- [82] Rațiu C.-S., *Modelarea și simularea proceselor economice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1995
- [83] Sakamoto, J., Lee, Y.-S., Cheong, S.-K., *Effect of shot peening coverage on fatigue limit in round bar of annealed medium carbon steel*, Journal of Mechanical Science and Technology 28, 2014
- [84] Seabrook, J.B., Dudley, D.W., *Results of a Fifteen Year Program of Flexural Fatigue Testing of Gear Teeth*, American Society of Mechanical Engineers, nr.63-WA-199, 1963.
- [85] Shashin, M.Ya., *Establishing the best shot-peening conditions*, Vestn. Mashinostroenie., 1951, no.10, pp.76-77.
- [86] Sidyakin, Yu.I., More efficient hardening of shafts by means of rollers or balls, Vestn. Mashinostroenie., 2001, no.2, pp.43-49.
- [87] Soady, K.A., Mellor, B.G., Shackleton, J., Morris, A., Reed, P.A.S., *The Effect of Shot Peening on Notched Low Cycle Fatigue*, Mater. Sci. Eng.A-Struct. Mater.Prop. Microstruct. Process, 2011, 528, p.8579-8588.
- [88] Solod și colab., *Improving bending fatigue of large module gear teeth*, Russian engineering journal, vol. 4, nr.1, 1972.
- [89] Straub, J.C., *Shot peening in Gear Design 1964*, American Gear Manufacturers Association, nr.109-13, iunie 1964.
- [90] Torres, M.A.S., Nascimento, M.P., Voorwald, H.J.C., *Consideration of shot peening*

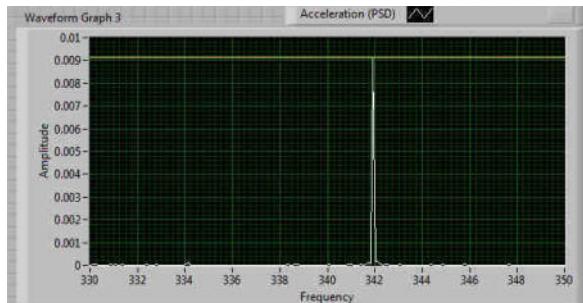
treatment applied to a high strength aeronautical steel with different hardnesses,
Proceedings of International Conference of Shot Peening ICSP-8, L.Wagner, 16-20 September (Munich), 2002, p.37-43.

- [91] Torres, M.A.S., Voorwald, H.J.C., *An Evaluation of Shot Peening, Residual Stress and Stress Relaxationn the Fatig Lifef AISI, 4340 Steel*, Int.J.Fatigue, 2002, 24, p.877-886.
- [92] Townsend, D.P., Zaretsky, E., *Effect of Shot Peening on Surface fatigue Life of Carburized and Hardened AISI 9310 Spur Gears*, NASA Technical Paper 2047, 1982.
- [93] Tufoi M., Vela I., Marta C., Mituletu C., Amariei D., Stroia M.-D., *Design, Optimizațion and Realizațion of mechanical Parts Using CAD,CAE and CAM Technique*, Annals of DAAAM for 2010& Proceedings of the 21st international DAAAM Symposium, Zadar, Croația,pag 799-780
- [94] Văduva I., *Modele de simulare cu calculatorul*, Editura Tehnică București,1977
- [95] Văduva Ion și alții, *Simularea proceselor economice*,Editura Tehnică, București, 1983
- [96] Vela, I., *Proiectarea dispozitivelor*, Editura Eftimie Murgu, Reșița, 1997.
- [97] Vela, I., Rădulescu, C., *Proiectarea dispozitivelor, Robotică - Volumul I*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 2007.
- [98] Vela, I., Rădulescu, C., *Proiectarea dispozitivelor. Robotică - Volumul I*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 2006.
- [99] Vela, I., *Stand cu circuit mecanic închis și încărcare progresivă pentru încercarea roților dințate cilindrice*, lucrări tehnice și științifice ale IS reșița, 1976
- [100] Vielma, A.T., Llaneza, V., Belzunce, F.J., *Effect of Coverage and Double Peening Treatments on the Fatigue Life of a Quenched and Tempered Structural Steel*, Surf. Coat. Technol., 2014, 249, p.75-83.
- [101] Vielma, A.T., Llaneza, V., Belzunce, F.J., *Shot Peening Intensity Optimization to Increase the Fatigue Life of a Quenched and Tempered Structural Steel*, Proc. Eng., 2014, 74, p.273-278.
- [102] Vohringer, O., Niku-Lari, A., *International guidebook on residual stresses*, vol.4. Oxford: Pergamon Press (1987) 873.
- [103] Webster, P.S., Cunningham, T.P., *Application of Shot Peening technology in the*

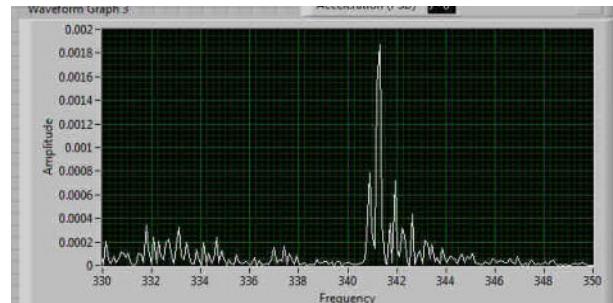
Aero Engine Industry, Shot Peening: Techniques and Applications, EMAS Ltd, U.K., 1993, p.179-207.

- [104] Wick, A., Schulze, V., Voehringer, O., *Effects of Warm Peening on Fatigue Life and Relaxation Behaviour of Residual Stresses in AISI, 4140 Steel*, Mater. Sci. Eng. A-Struct. Mater. Prop. Microstruct. Process., 2000, 293, p.191-197.
- [105] Zhuang, W.Z., Halford, G.R., *Investigation of Residual Stress Relaxation Under Cyclic Load*, Int. J. Fatigue, 2001, 23, p.31-37.
- [106] Zhuang, W.Z., Halford, G.R., *Investigation of Residual Stress Relaxation Under Cyclic Load*, Int. J. Fatigue, 2001, 23, p.31-37.
- [107] *Aerospace material specification, AMS 2430L*, Society of Automotive Engineers, United States (1993).
- [108] *Aerospace material specification, AMS-S-13165*, Society of Automotive Engineers, United States (1997).
- [109] *Calculation of load capacity of spur and helical gears - BS ISO 6336-3:2006*
- [110] *Examinări nedistructive ale pieselor forjate din oțel- SR EN 10228-2 Partea 2*
- [111] *Japanese Industrial Standards (JIS), B 2711 (2005)*.
- [112] *Military specifications, shot peening of metal parts, MIL-S-13165, US Army ,1989.*
- [113] *MIL-S-13165S - Shot Peening of Metal Parts.*
- [114] *MIL-S-851D, Steel Grit, Shot, and Cut Wire Shot, and Iron Grit and Shot-Blast Cleaning and Peening,21.04.1989.*
- [115] *Procedures for using standard shot peening test strip, SAE J443, Society of Automotive Engineers (1990).*
- [116] *SAE Handbook (1971) 165.*

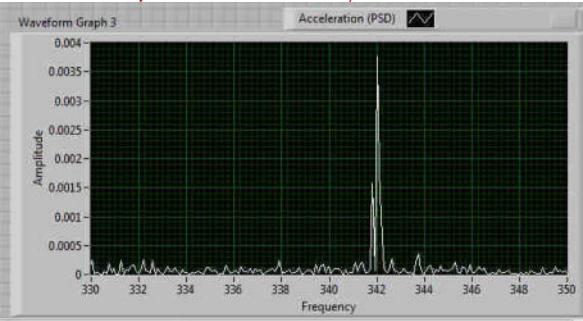
Anexa I Valorile amplitudinilor accelerării măsurate pe pinionul ecrusat cu intensitatea 0,356-0,457



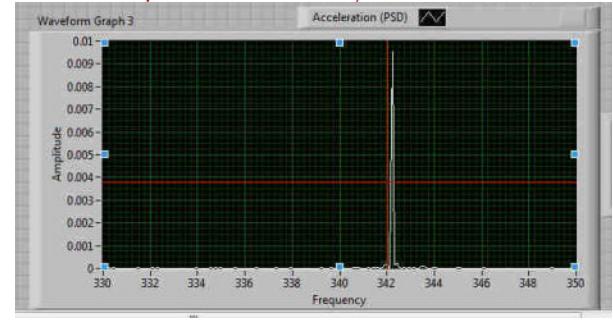
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 0 min



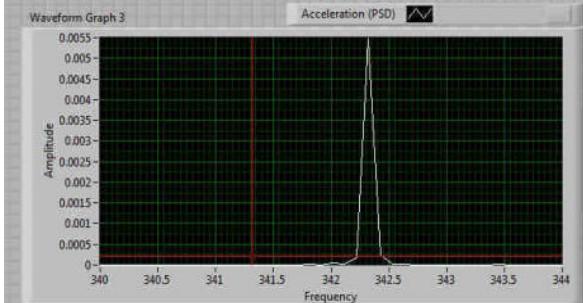
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 30 min



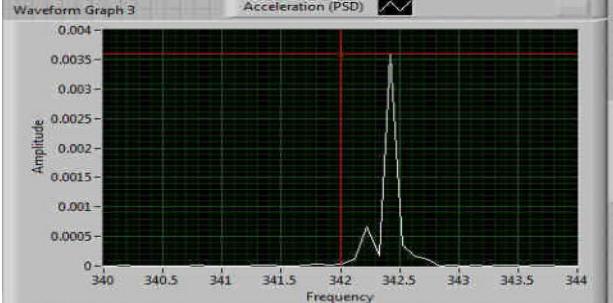
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 72 min



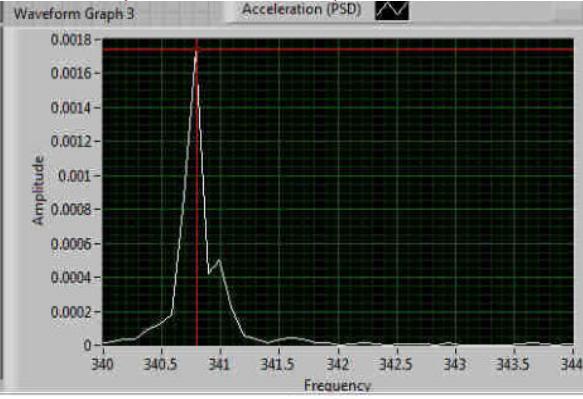
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 132 min



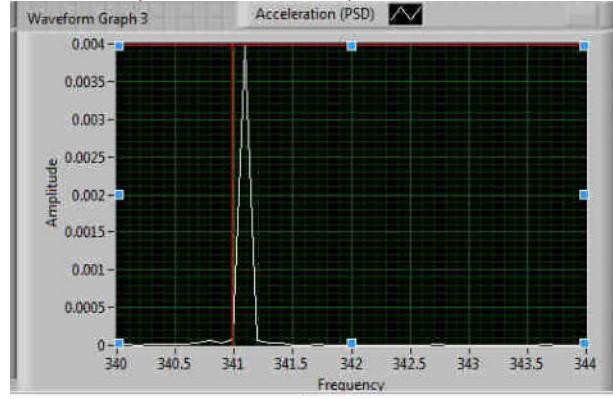
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 192 min



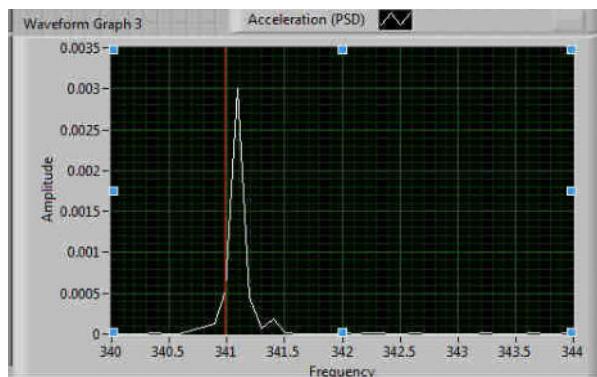
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 252 min



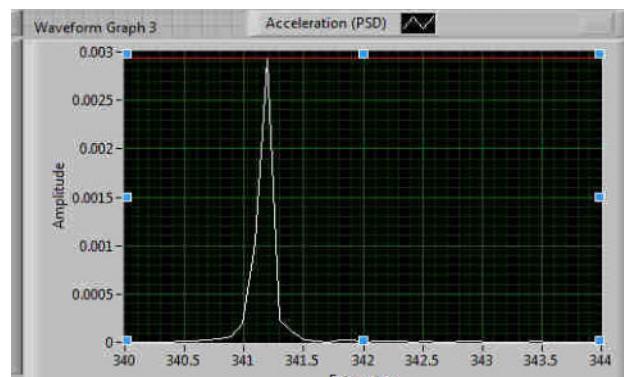
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 282 min



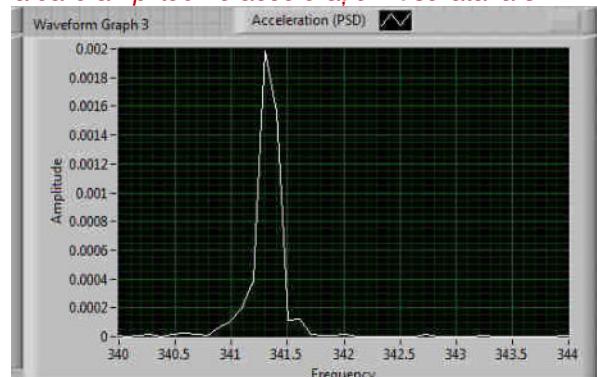
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 312 min



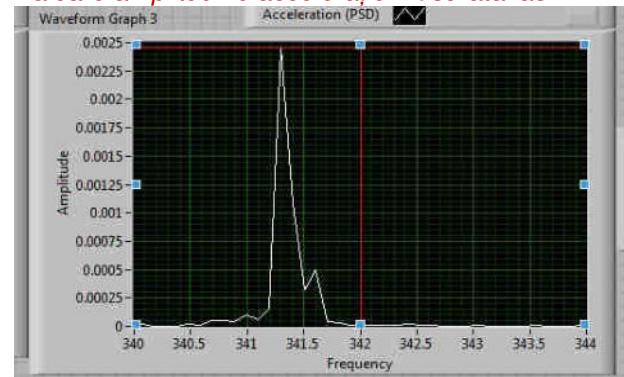
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 342 min



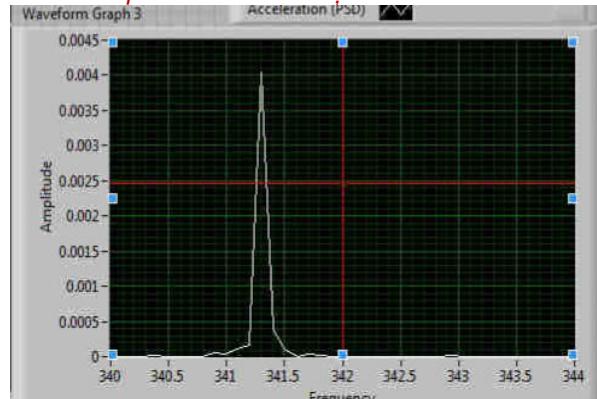
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 372 min



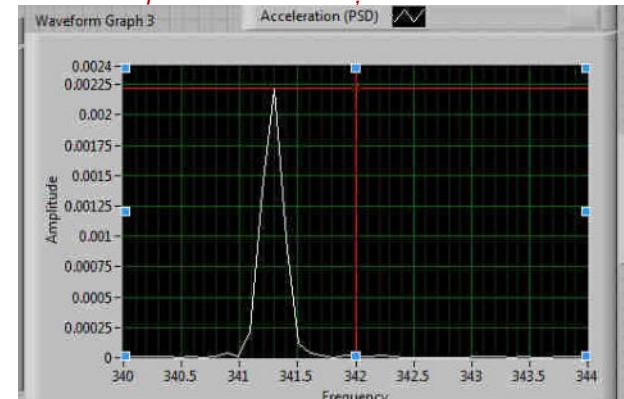
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 402 min



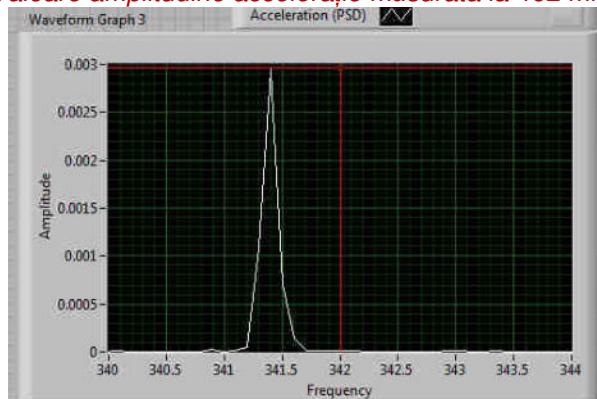
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 432 min



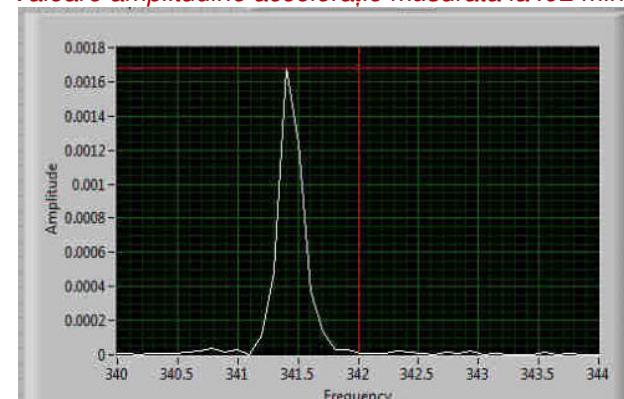
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 462 min



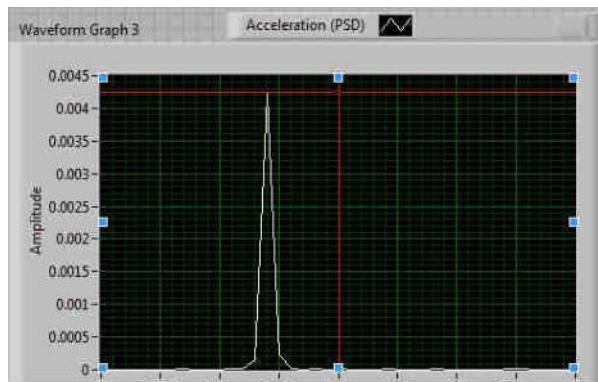
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 492 min



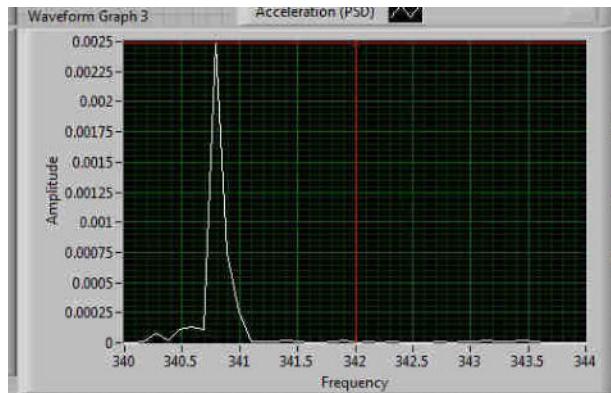
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 522 min



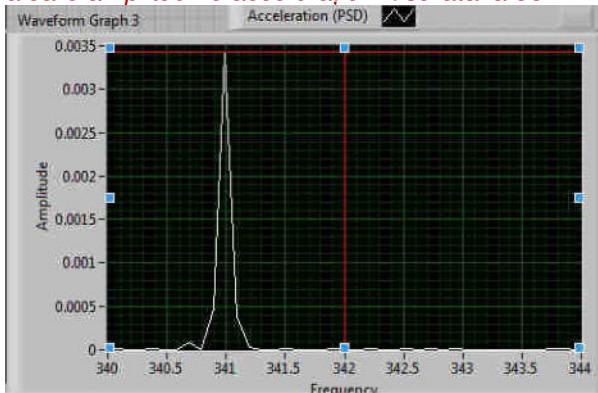
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 552 min



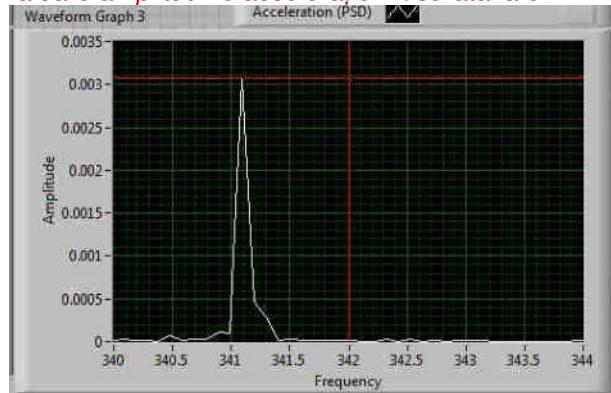
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 582 min



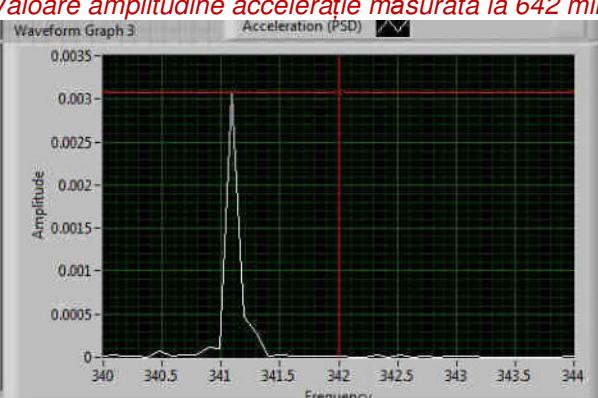
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 612 min



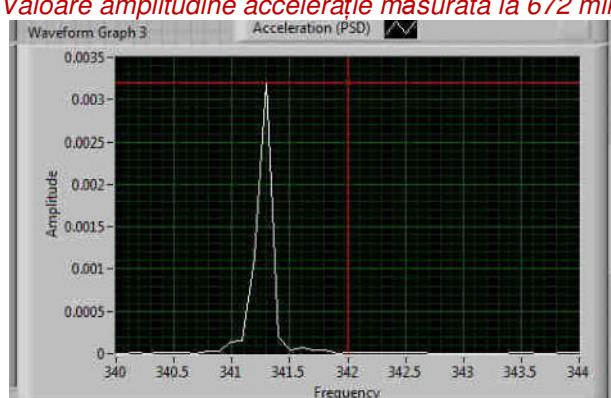
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 642 min



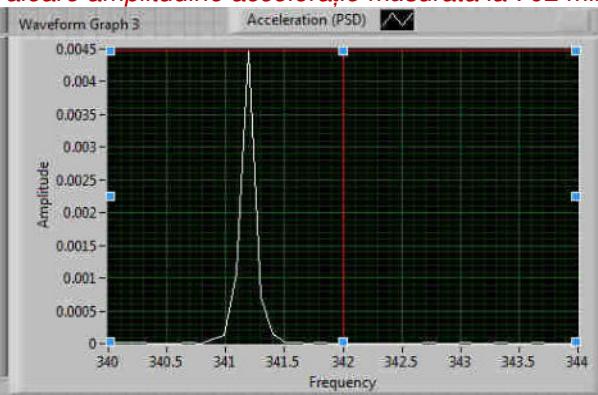
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 672 min



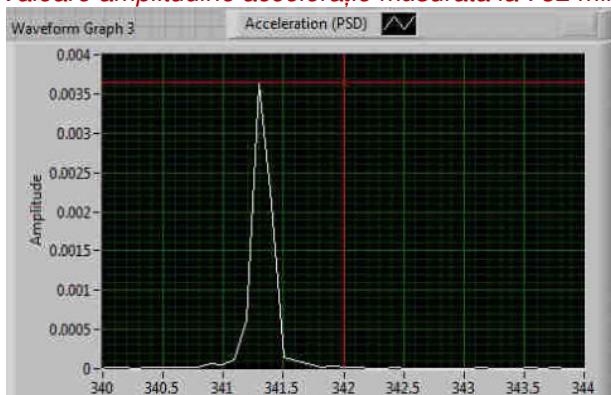
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 702 min



Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 732 min

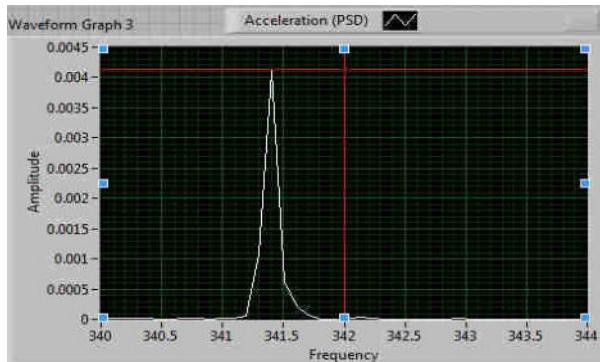


Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 742 min

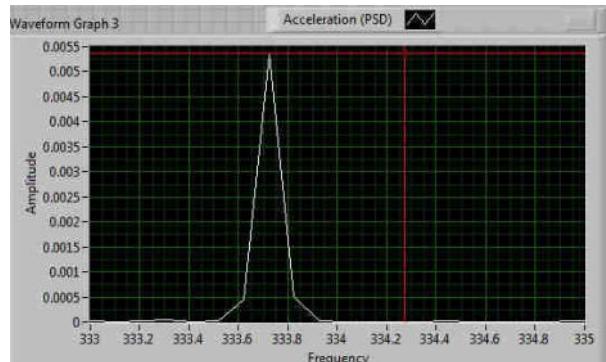


Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 772 min

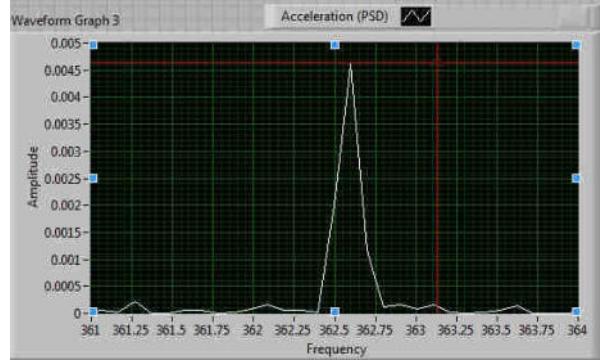
Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turărie



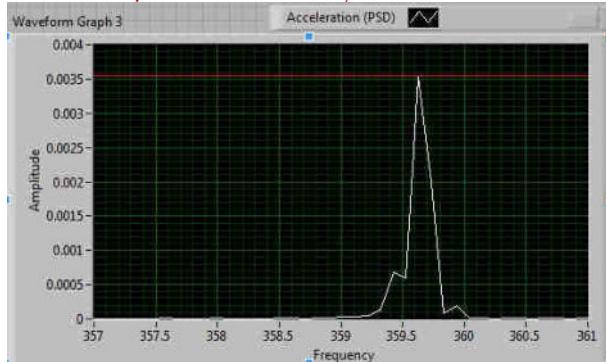
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 802 min



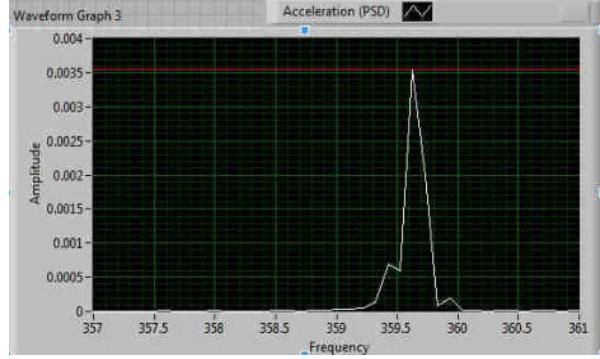
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 832 min



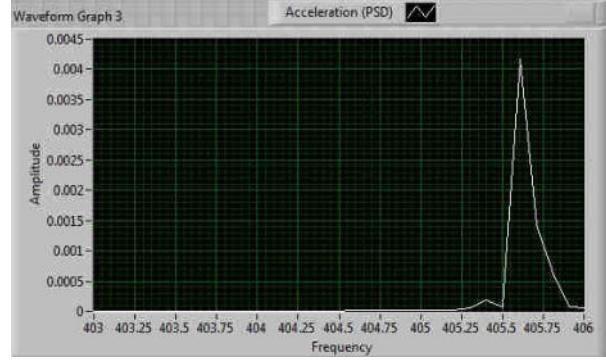
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 862 min



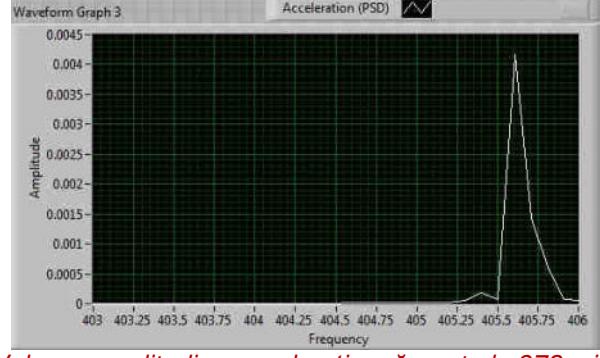
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 892 min



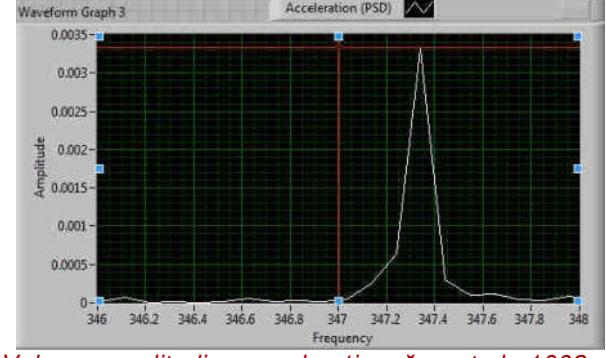
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 922 min



Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 942 min

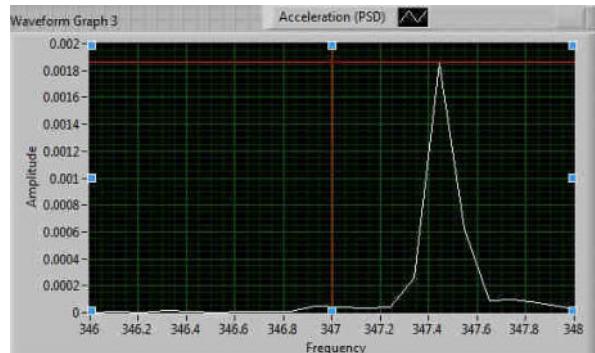


Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 972 min

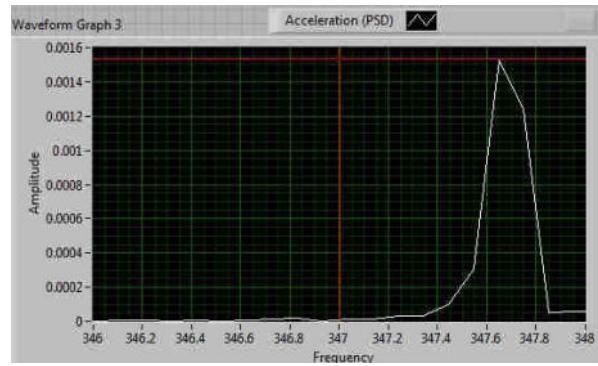


Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1002 min

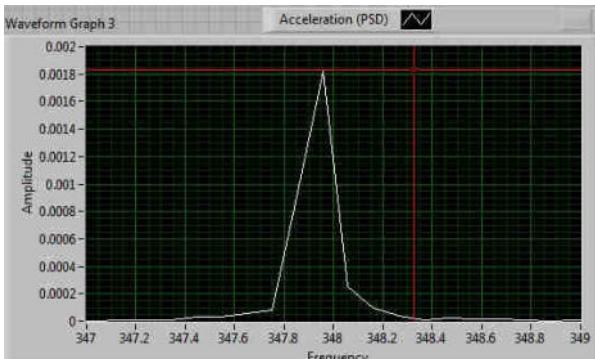
Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turărie



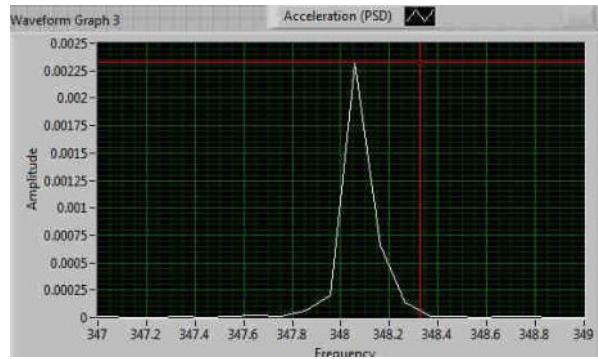
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1032 min



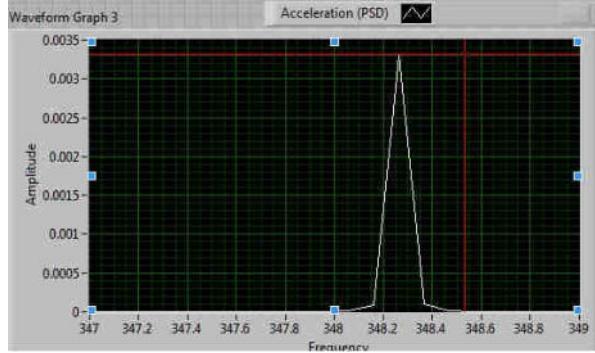
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1062 min



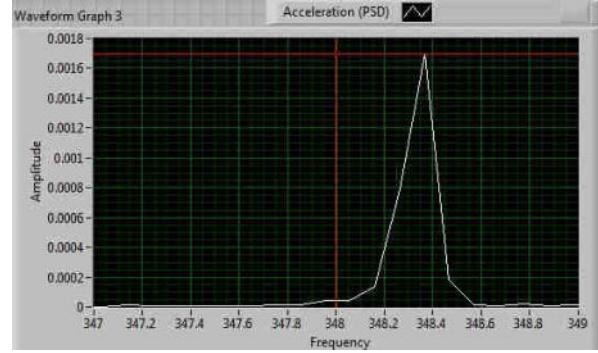
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1092 min



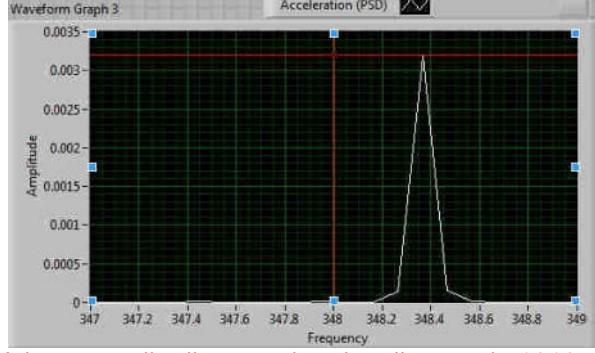
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1122 min



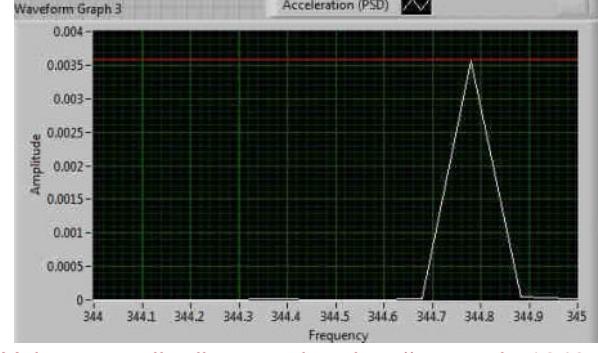
Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1152 min



Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1182 min

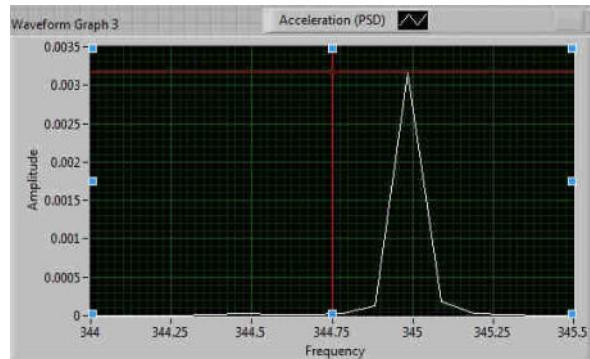


Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1212 min

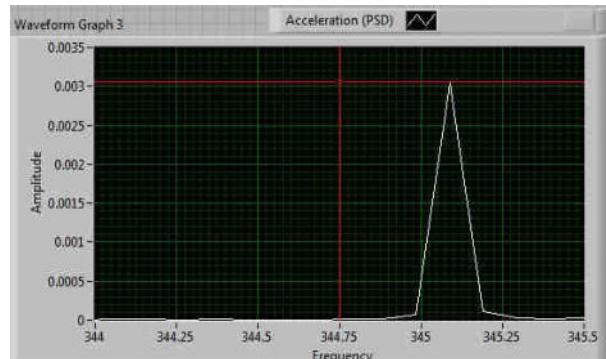


Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1242 min

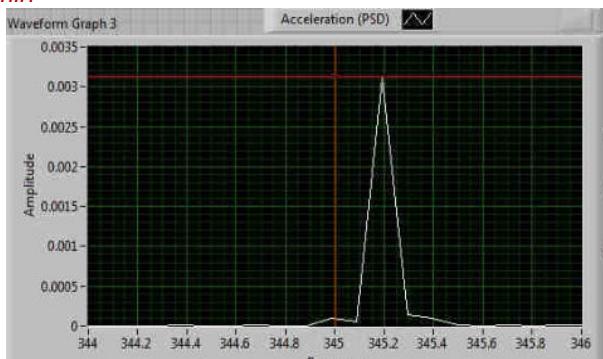
Cercetări privind comportamentul angrenajelor pretensionate ale multiplicatoarelor de turărie



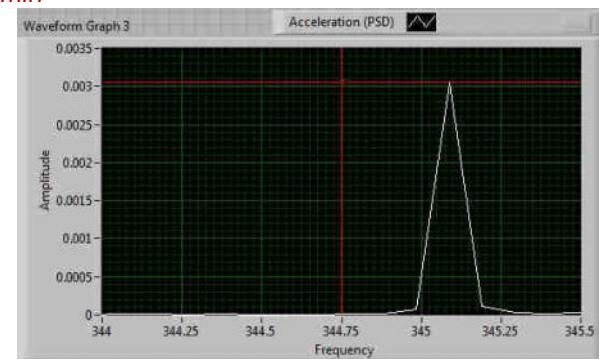
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1272 min



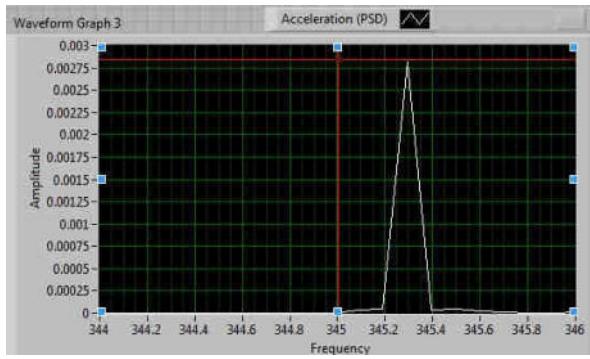
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1302 min



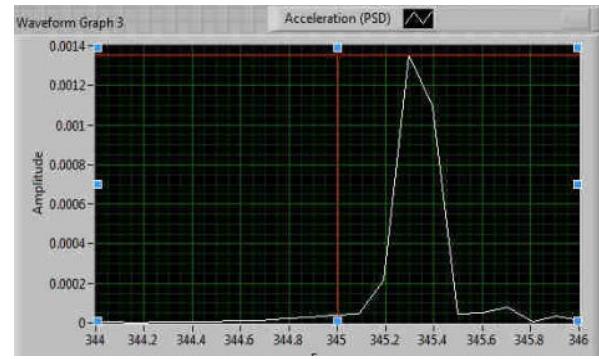
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1332 min



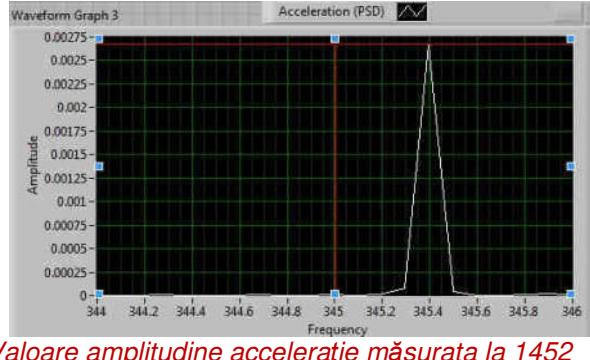
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1362 min



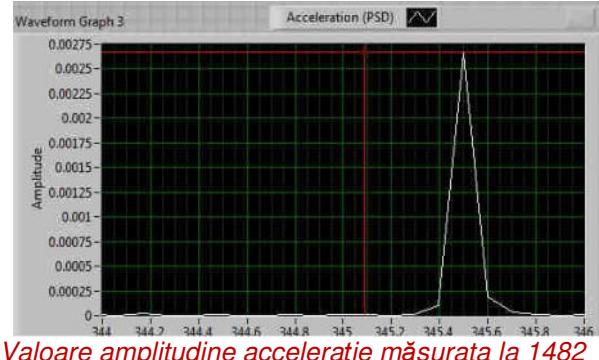
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1392 min



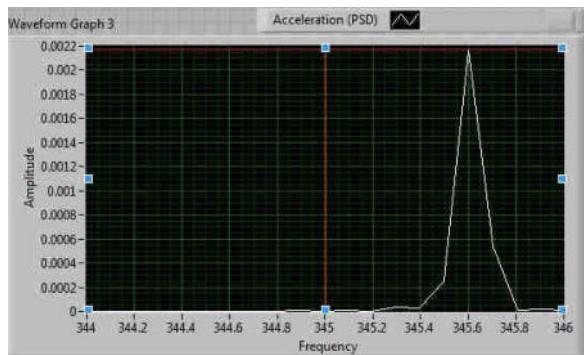
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1422 min



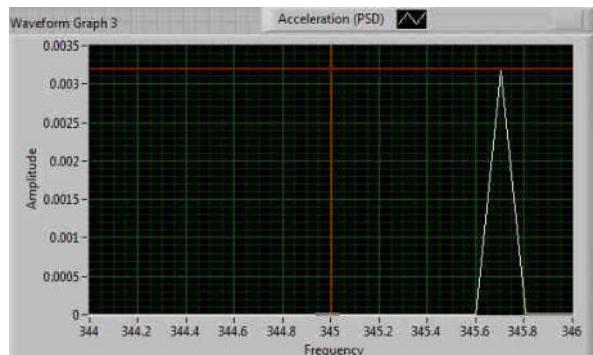
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1452 min



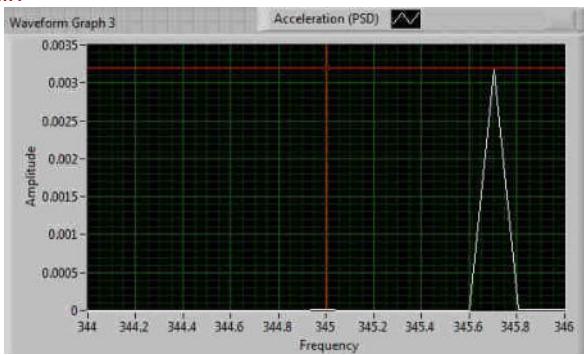
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1482 min



Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1512 min

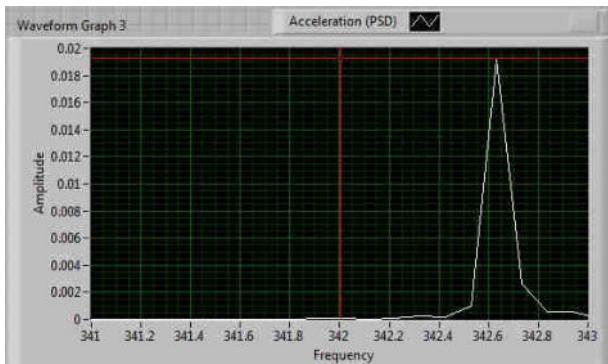


Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1542 min

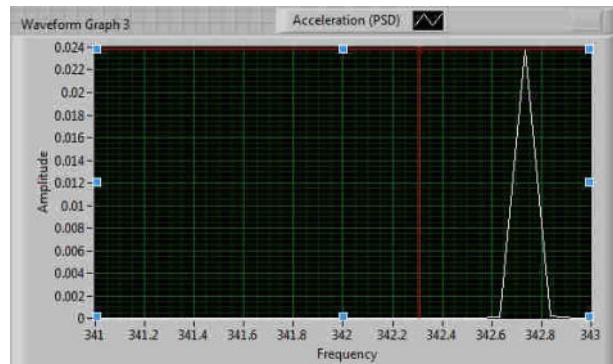


Valoare amplitudine acceleratie măsurata la 1572 min

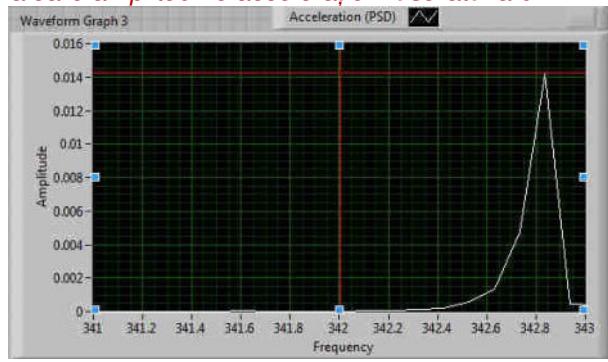
Anexa II Valorile amplitudinilor accelerării măsurate pe pinionul neecruisat



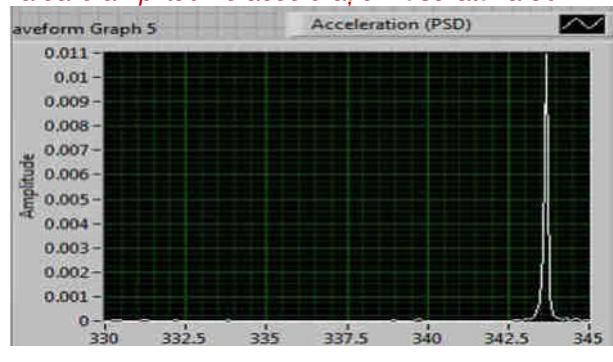
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 0 min



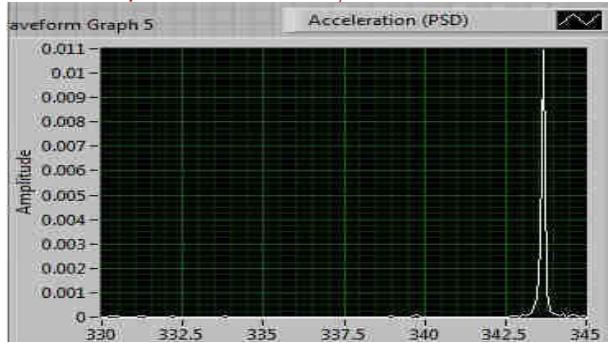
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 30 min



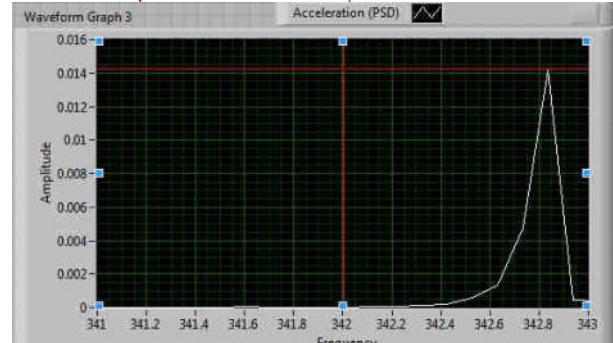
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 55 min



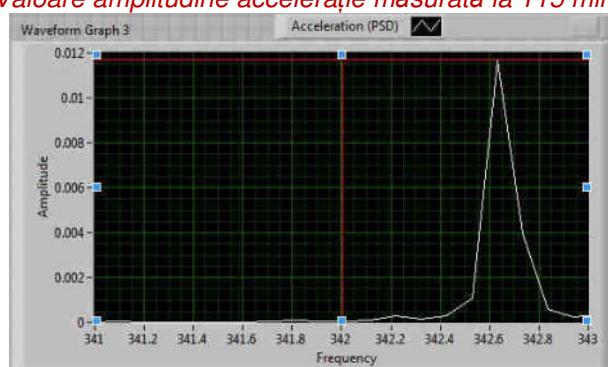
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 90 min



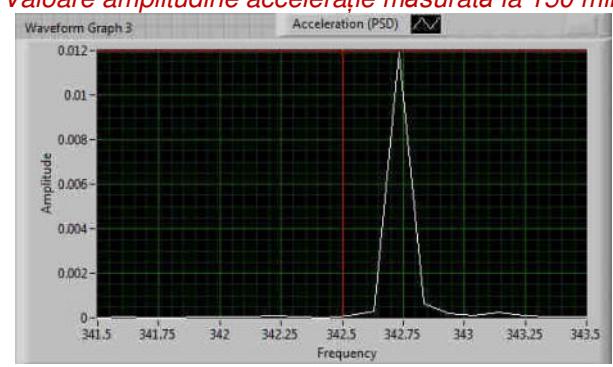
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 115 min



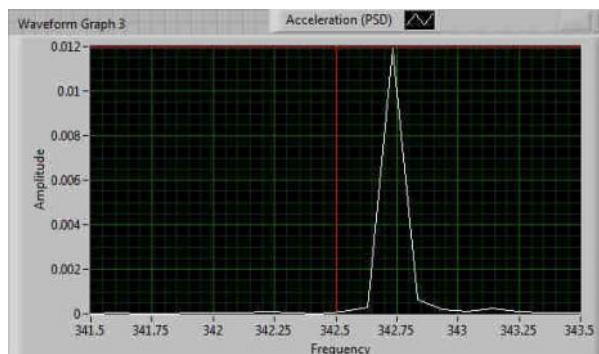
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 150 min



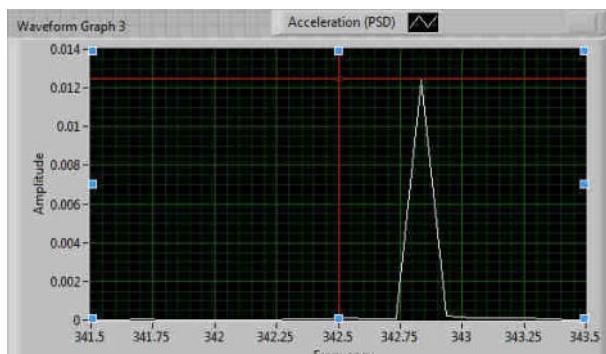
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 175 min



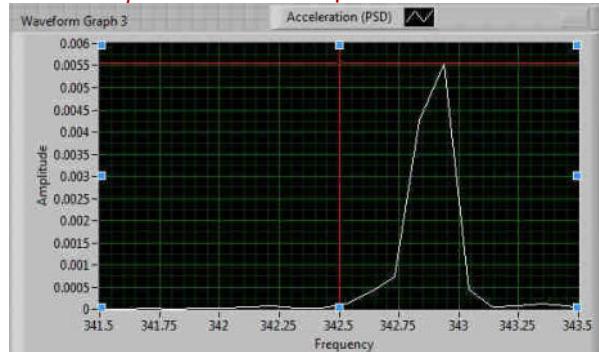
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 205 min



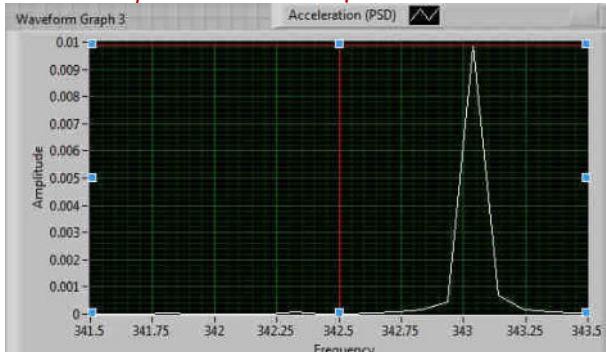
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 235 min



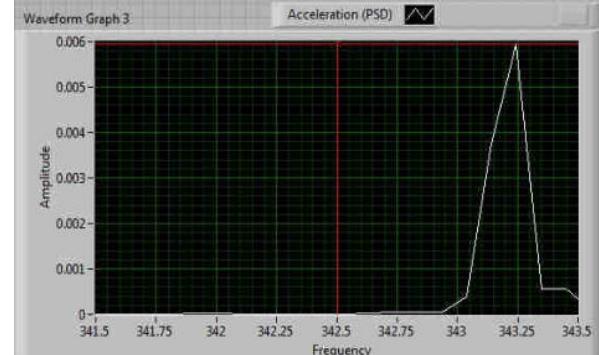
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 265 min



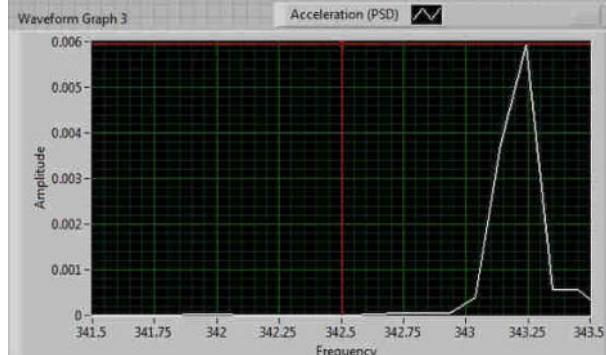
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 295 min



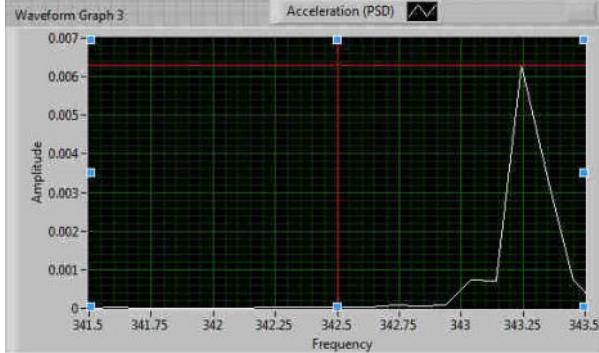
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 325 min



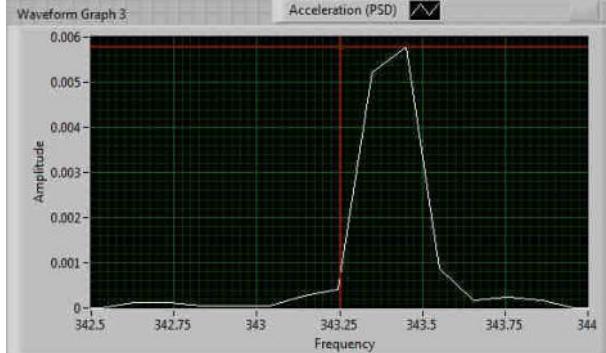
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 355 min



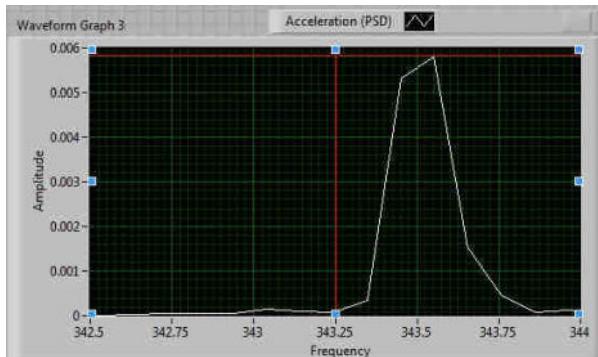
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 385 min



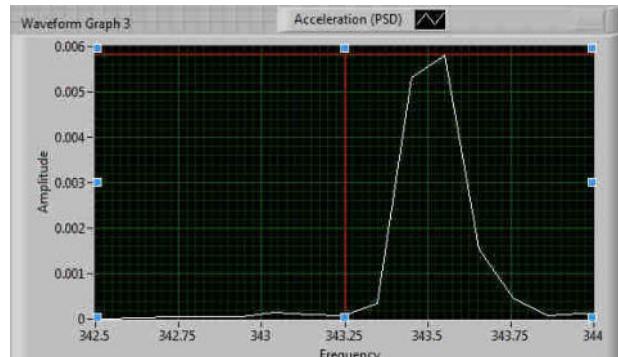
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 415 min



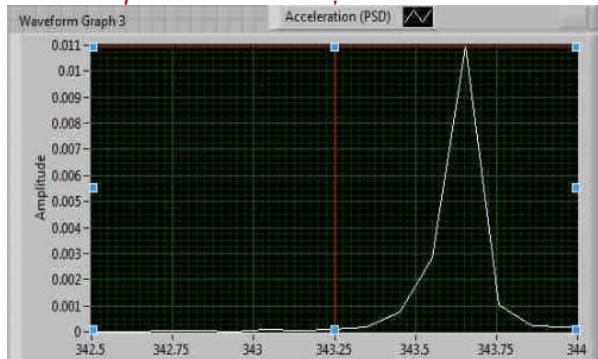
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 445 min



Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 475 min

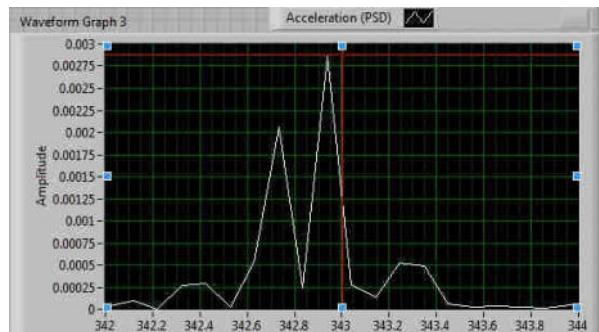


Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 505 min

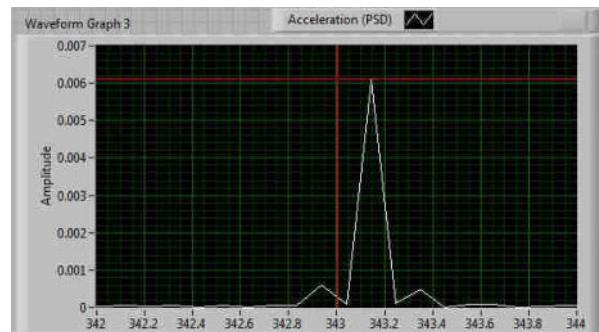


Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 535 min

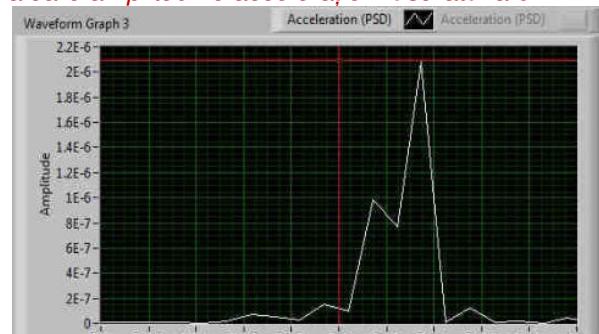
Anexa III Valorile amplitudinilor accelerării măsurate pe pinionul ecruisat cu intensitatea 0,254-0,356



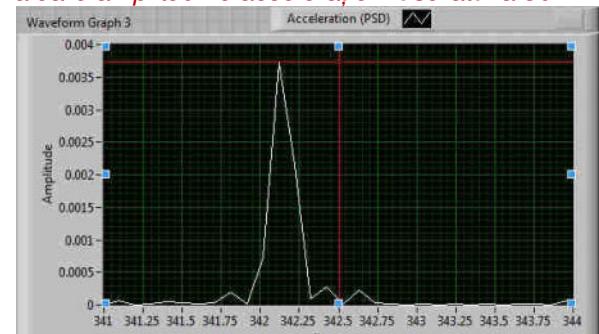
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 0 min



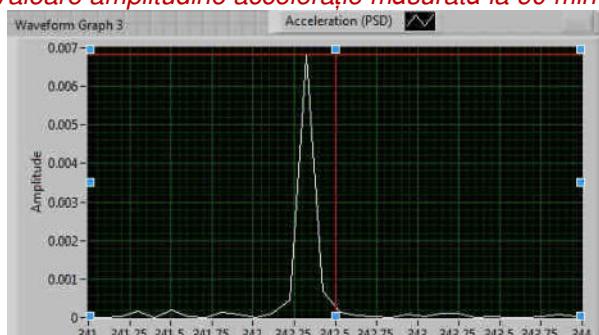
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 30 min



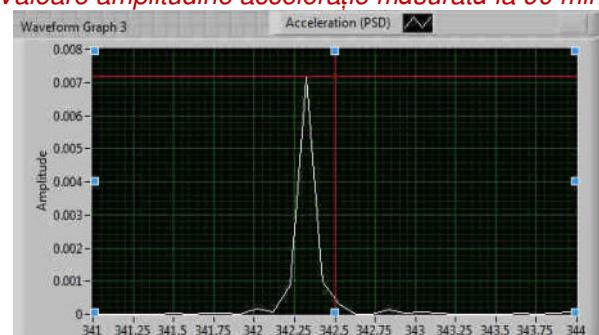
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 60 min



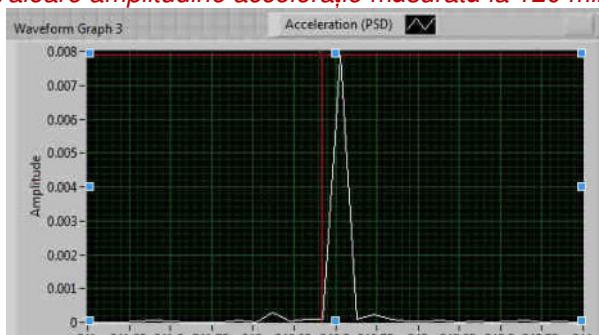
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 90 min



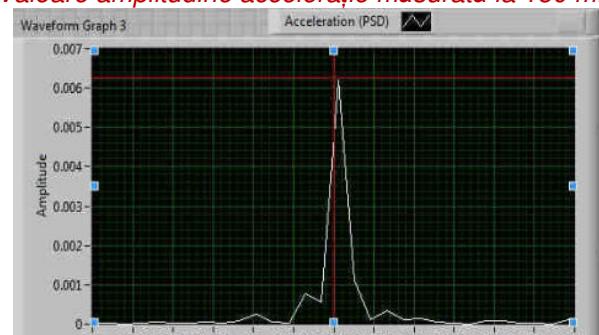
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 120 min



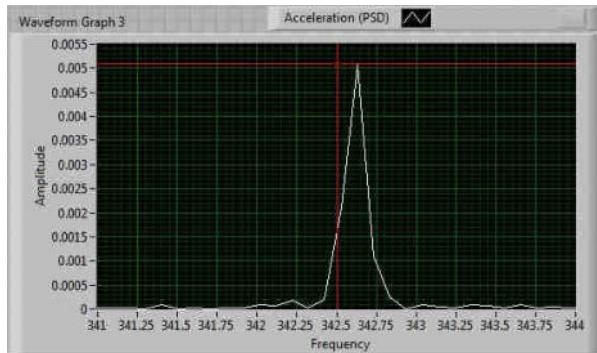
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 150 min



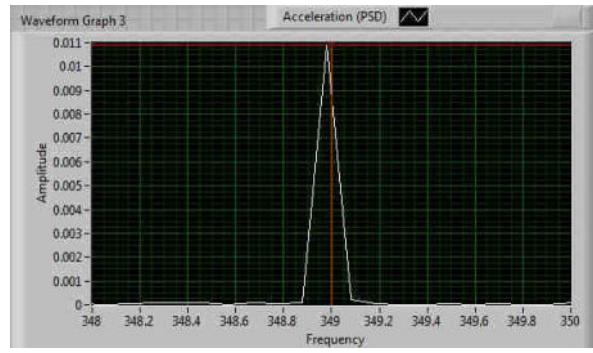
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 180 min



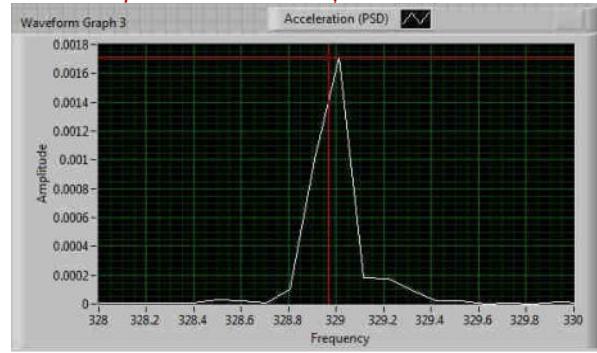
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 210 min



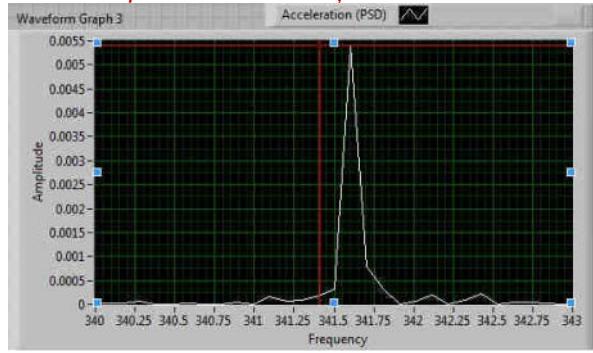
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 240 min



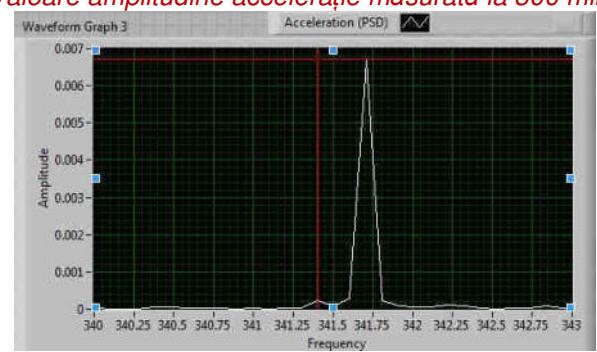
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 270 min



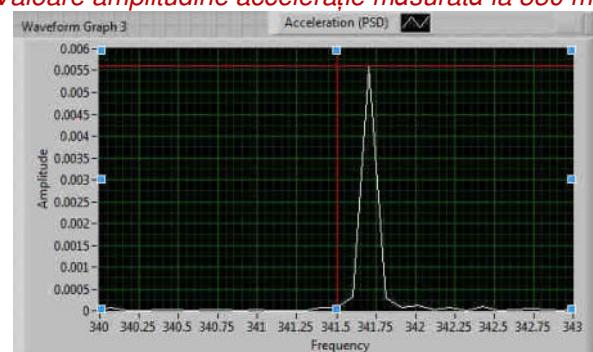
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 300 min



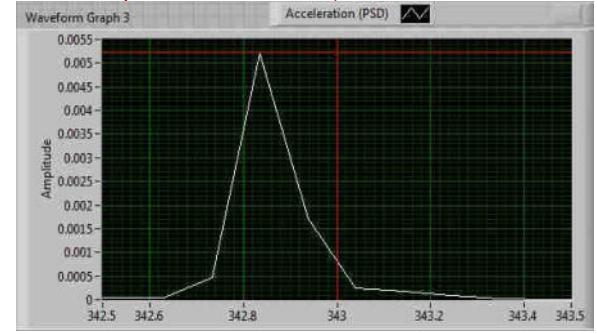
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 330 min



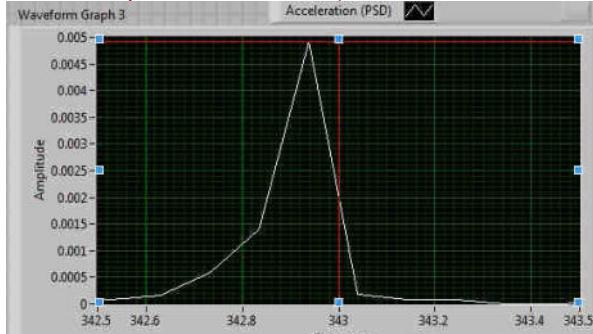
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 360 min



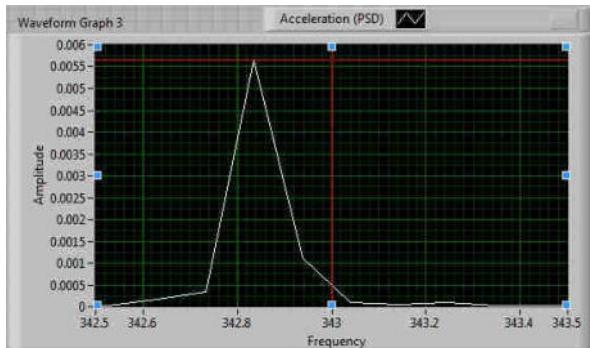
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 390 min



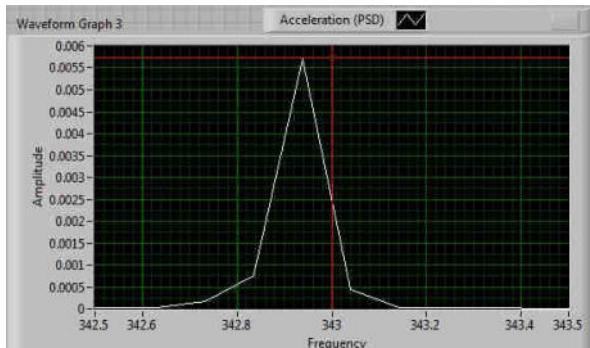
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 420 min



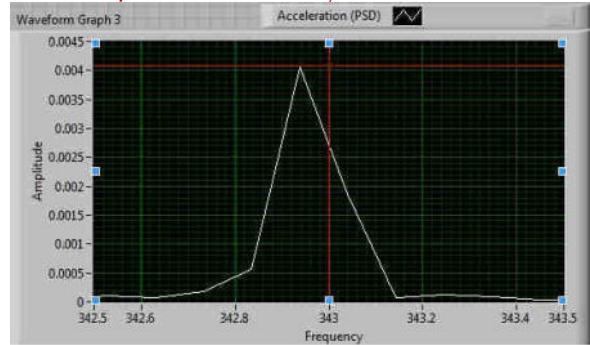
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 450 min



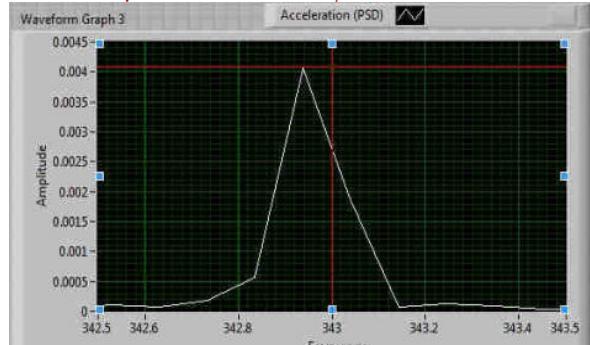
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 480 min



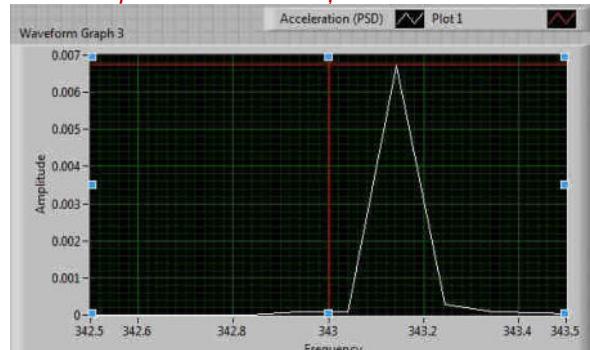
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 510 min



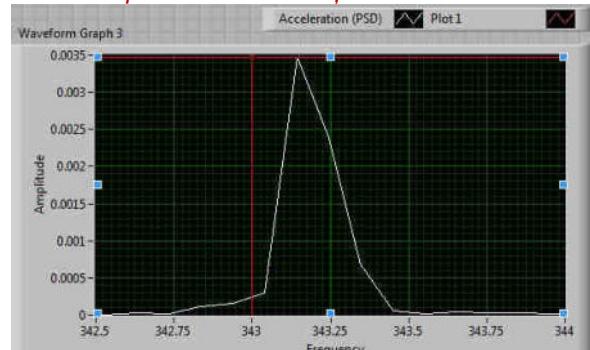
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 540 min



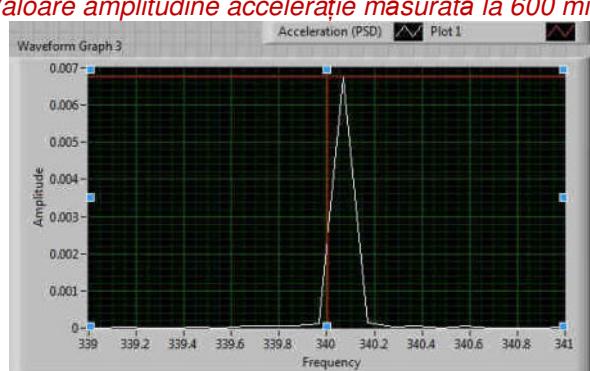
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 570 min



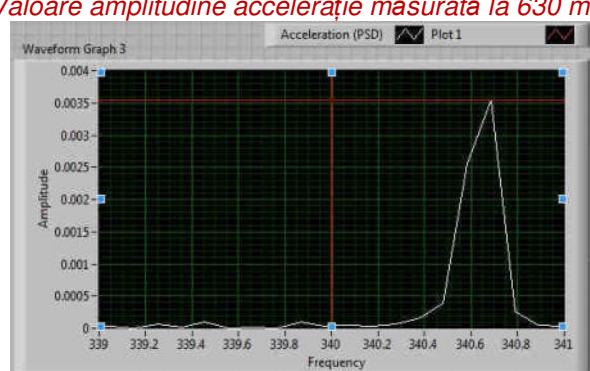
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 600 min



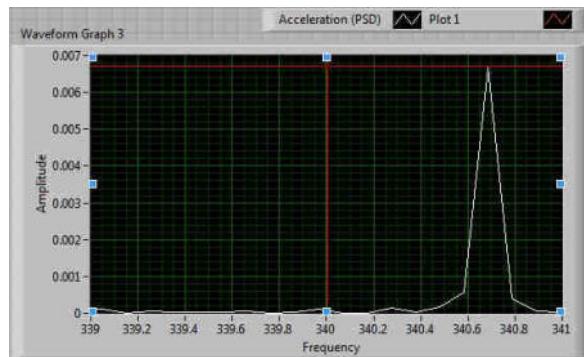
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 630 min



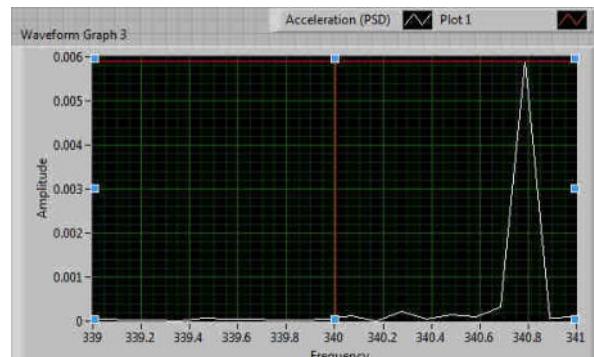
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 660 min



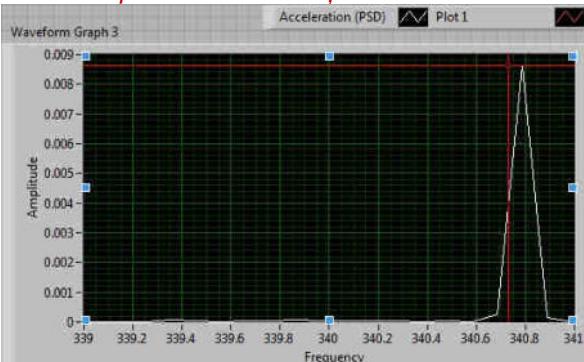
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 690 min



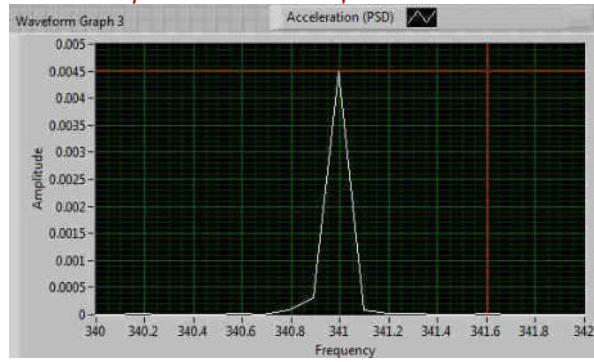
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 720 min



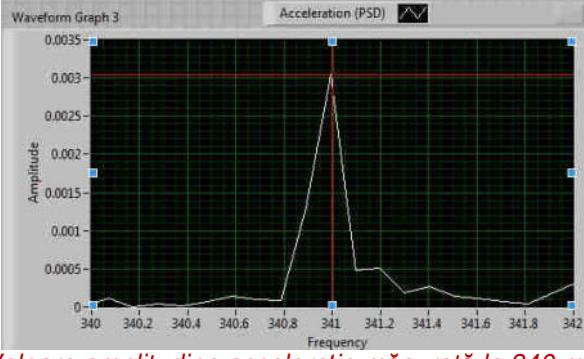
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 750 min



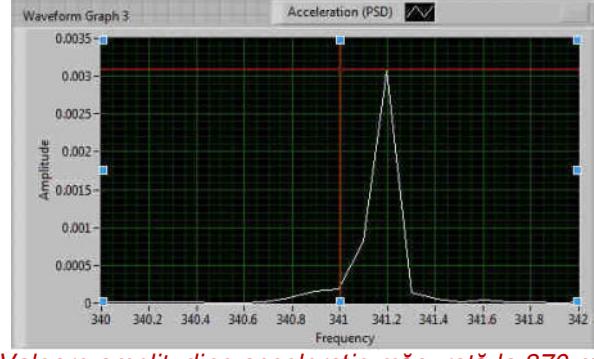
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 780 min



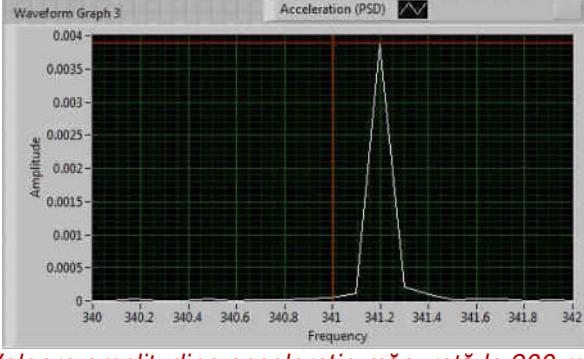
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 810 min



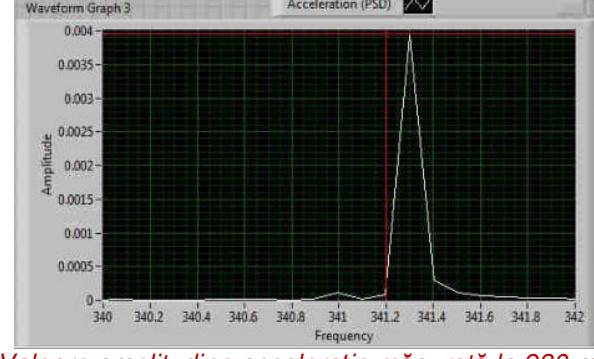
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 840 min



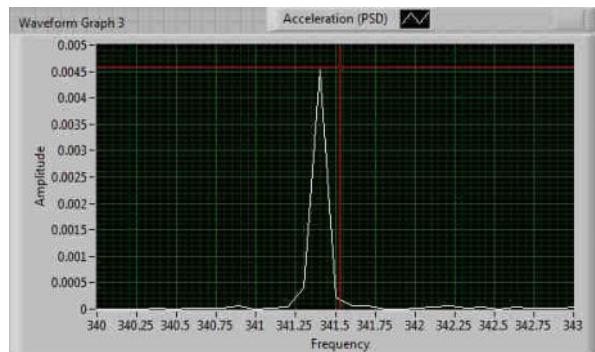
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 870 min



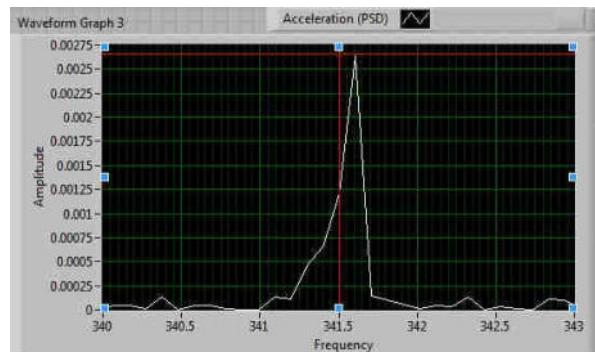
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 900 min



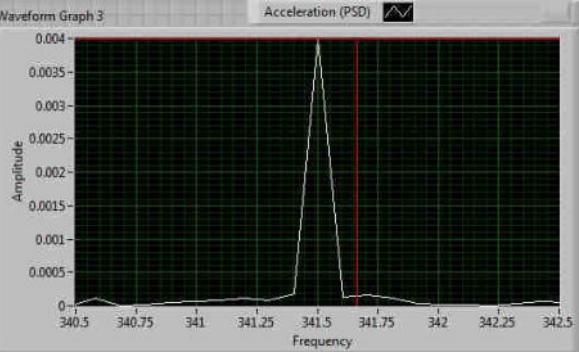
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 930 min



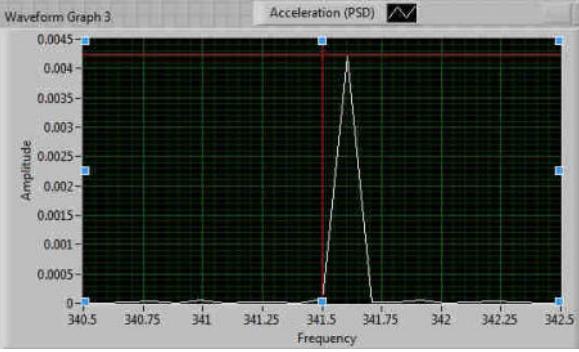
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 960 min



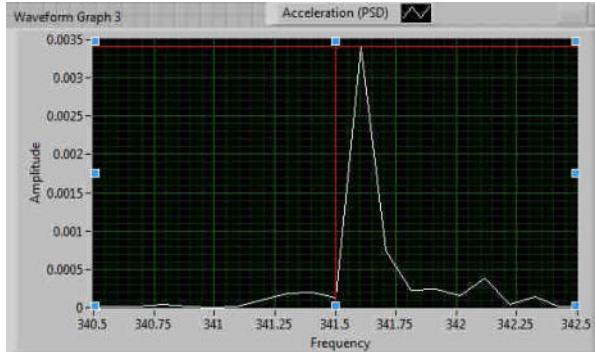
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 990 min



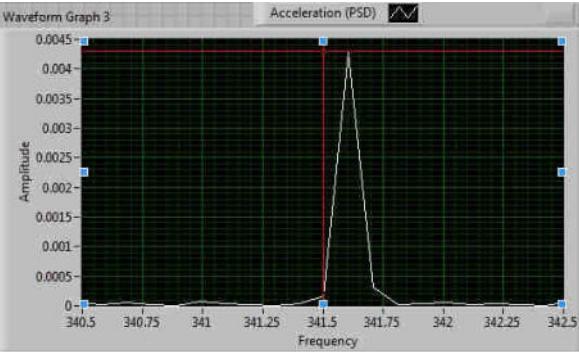
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1020 min



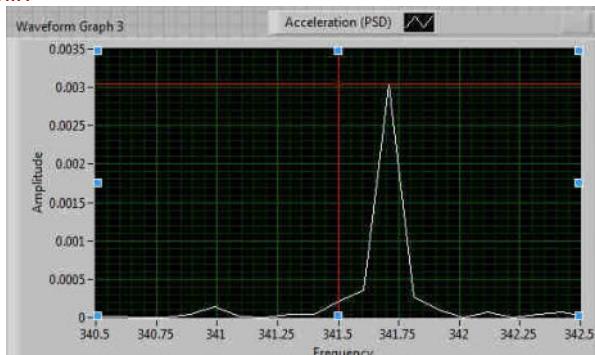
Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1050 min



Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1080 min



Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1110 min



Valoare amplitudine acceleratie măsurată la 1140 min