



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI
ȘI PROTECȚIEI SOCIALE
AMFOSDRU



Fondul Social European
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale
2007-2013



MINISTERUL
EDUCAȚIEI,
CERCETĂRII,
TINERETULUI
ȘI SPORTULUI
OPSDRU



UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
din BUCUREȘTI

FONDUL SOCIAL EUROPEAN

Investește în oameni!

Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Proiect POSDRU/6/1.5/S/19 – Pregătirea competitivă a doctoranzilor în domenii prioritare ale societății bazate pe cunoaștere



UNIVERSITATEA "EFTIMIE MURGU" DIN REȘIȚA

Facultatea de Mecanică și Ingineria Materialelor

Catedra de Mecanică

Nr. Decizie Senat 468 din 04 septembrie 2012

TEZĂ DE DOCTORAT

*Cercetări privind comportamentul angrenajelor cu roți
dințate teflonate*

*Researches regarding the behaviour of the toothed
teflonized gears*

Autor: Ing. Virgil Dan CĂRĂMIDARU

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof.univ.dr.ing. Doina Frunzăverde	de la	Univ. „Eftimie Murgu” din Reșița
Conducător de doctorat	Prof.univ.dr.ing. Ion Vela	de la	Univ. „Eftimie Murgu” din Reșița
Referent	Prof.univ.dr.ing. Anton Hadăr	de la	Univ. „Politehnica” din București
Referent	Prof.univ.dr.ing. Ioan Nicoară	de la	Univ. „Politehnica” din Timișoara
Referent	Prof.univ.dr.ing. Dorian Nedelcu	de la	Univ. „Eftimie Murgu” din Reșița

Reșița, Septembrie 2012

Prefață

Prezenta lucrare „Cercetări privind comportamentul angrenajelor cu roți dințate teflonate” prezintă o sinteză a activității de documentare și cercetare, teoretică și experimentală desfășurată de autor pe parcursul activității de doctorat, în cadrul Facultății de Mecanică și Ingineria Materialelor, Universitatea “Eftimie Murgu” din Reșița.

Teza de doctorat își propune să prezinte studiile și cercetările efectuate în domeniul vibrațiilor și zgomotelor produse de transmisiile cu roți dințate cilindrice a căror dantură a fost acoperită cu unu, două și trei straturi de material fluoropolimeric, dispersia Xylan 1052.

Finalizarea acestei teze nu ar fi fost posibilă fără sprijinul acordat, într-un fel sau altul, de persoane care s-au implicat în demersul meu și cărora le aduc pe această cale sincere mulțumiri și recunoștință.

În primul rând, mulțumirile se cuvin distinsului conducător științific, prof. univ. dr. ing. Ion VELA, pentru încrederea acordată, precum și pentru atenta și permanenta îndrumare oferită pe parcursul pregătirii individuale avansate, a pregătirii și susținerii examenelor, referatelor și pentru întreaga activitate științifică.

În timpul studiilor doctorale am beneficiat de îndrumarea unor personalități din lumea universitară și științifică, care, prin atentele sugestii și observații acordate au contribuit la finalizarea acestei lucrări și cărora le mulțumesc: domnul prof. univ. dr. ing. Dorian NEDELCU, domnul prof. univ. dr. ing. Sava IANICI, domnul prof. univ. dr. ing. Tiberiu Ștefan MĂNESCU, domnul prof. univ. dr. ing. Viorel CÂMPIAN, domnul prof. univ. dr. ing. Gilbert - Rainer GILLICH, domnul sl. dr. ing. Călin MICLOȘINĂ.

Mulțumesc de asemenea domnului prof. univ. dr. ing. Anton HADĂR de la Universitatea “Politehnica” din București și domnului prof. univ. dr. ing. Ioan NICOARĂ de la Universitatea “Politehnica” din Timișoara, care m-au onorat acceptând să facă parte din comisia de doctorat.

De asemenea, mulțumesc conducerii Universității “Eftimie Murgu” din Reșița, Centrului de Elaborare și Management al Proiectelor de Dezvoltare Instituțională, POSDRU din cadrul Universității “Politehnica” București pentru sprijinul acordat pe tot parcursul celor trei ani de studii doctorale.

Pentru extraordinarul suport material acordat în vederea realizării practice a angrenajelor, se cuvin mulțumiri colegilor de la S.C. Reșița Reductoare S.A. pentru înțelegerea și susținerea permanentă pe întreaga durată a studiilor doctorale.

Mulțumiri se cuvin de asemenea familiei mele: soției Georgeta și fiicei Mălina pentru întreaga susținere și înțelegere de care au dat dovadă pe parcursul activității de doctorat.

În final, vă mulțumesc dumneavoastră pentru interesul pe care ați decis să-l arătați prezentei teze de doctorat. Sper ca lectura acesteia să vă dezvăluie elemente pertinente și utile pentru știința ingineriei mecanice.

Autorul

CUPRINS

Introducere	08
Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor privind comportamentul roților dințate teflonate în exploatare	10
1.1 Considerații generale. Domeniile de utilizare a angrenajelor cu roți dințate	10
1.1.1 Tipuri constructive de angrenaje cu roți dințate	11
1.1.2 Materiale utilizate în construcția roților dințate	13
1.2 Angrenajele cu roți dințate cilindrice	16
1.2.1 Elemente geometrice ale angrenajelor cu roți dințate cilindrice	16
1.2.2 Elemente de bază din cinematica și geometria angrenajelor cu roți dințate în evolventă	17
1.2.3 Forțele care acționează în angrenajul cilindric cu dinți înclinați	19
1.2.4 Tipuri de solicitări care apar în angrenaje	23
1.3 Studiul erorilor de prelucrare și de măsurare prin metode statice	24
1.4 Angrenaje cu roți dințate teflonate	28
1.4.1 Noțiuni generale privind teflonarea roților dințate	28
1.4.2 Procesul tehnologic de realizare a teflonării danturii	28
1.5 Standul de încercări experimentale	32
1.5.1 Considerații generale privind standurile de încercare a reductoarelor cu roți dințate cilindrice	32
1.5.2 Standuri de încercare cu flux energetic deschis	33
1.5.3 Standuri de încercare cu flux energetic închis	34
1.5.4 Selectarea transmisiei. Pregătirea reductorului	35
1.5.5 Selectarea mașinii antrenoare a reductorului	38
1.5.6 Selectarea sistemului de încărcare a reductorului	39
1.5.7 Dotări suplimentare ale standului de încercări experimentale	40
1.6 Platforma de măsurare a vibrațiilor și zgomotelor	41
1.7 Comportamentul roților dințate teflonate privind vibrațiile unei transmisii cu roți dințate cilindrice	44
Capitolul 2. Obiectivele tezei de doctorat	47
Capitolul 3. Cercetări privind influența numărului de straturi teflonate asupra vibrațiilor și zgomotelor la angrenajele cilindrice	48
3.1 Influența numărului de straturi teflonate asupra vibrațiilor și zgomotelor la angrenajele cilindrice	48
3.1.1 Aspecte generale	48
3.1.2 Determinări experimentale asupra vibrațiilor și zgomotelor, pentru un strat de teflon, la diferiți parametri de funcționare	51
3.1.3 Determinări experimentale asupra vibrațiilor și zgomotelor, pentru două straturi de teflon, la diferiți parametri de funcționare	56

3.1.4 Determinări experimentale asupra vibrațiilor și zgomotelor, pentru trei straturi de teflon, la diferiți parametri de funcționare	62
3.2 Compararea rezultatelor măsurătorilor	67
3.3 Concluzii și contribuții originale	84
Capitolul 4. Cercetări privind influența factorilor geometrici și a preciziei de prelucrare a danturii asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice	87
4.1 Aspecte generale	87
4.2 Influența unghiului de înclinare al danturii asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice frezate în clasa a 8-a de precizie	88
4.2.1 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații	88
4.2.2 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 11^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații	89
4.2.3 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 13^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații	90
4.2.4 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 15^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații	91
4.3 Influența unghiului de înclinare al danturii asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice rectificate în clasa a 6-a de precizie	92
4.3.1 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații	93
4.3.2 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 11^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații	94
4.3.3 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 13^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații	95
4.3.4 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 15^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații	96
4.4 Compararea rezultatelor măsurătorilor	97
4.5 Concluzii și contribuții originale	110
Capitolul 5. Determinarea prin simulare numerică a influenței angrenajelor cu roți dințate teflonate asupra vibrațiilor	113
5.1 Generalități și noțiuni despre modele, sisteme. Conceptul de simulare	113
5.2 Simularea numerică	123
5.2.1 Tipul de analiză	123
5.2.2 Etapele unei analize dinamice liniare	124
5.3 Parametrii simulării numerice	125

5.4	Rezultate ale simulării numerice	129
5.5	Concluzii și contribuții personale	135
Capitolul 6.	Concluzii finale și contribuții personale. Direcții viitoare de cercetare	136
6.1	Concluzii finale	136
6.2	Contribuții personale și originale	138
6.3	Direcții viitoare de cercetare	140
6.4	Diseminarea rezultatelor, lista lucrărilor publicate pe parcursul perioadei de doctorat	140
Bibliografie		143
Anexe	Anexa I Valorile amplitudinilor maxime ale vitezelor și accelerațiilor, măsurate cu programul PULSE, pe lagărele A și D după axele Ox, Oy și Oz	148
	Anexa II Valorile amplitudinilor maxime ale zgomotului măsurat cu programul PULSE pe carcasa superioară	159
	Anexa III Modelul raportului generat de programul PULSE pentru accelerații și viteze	162
	Anexa IV Modelul raportului generat de programul PULSE pentru zgomote	165

Introducere

Tehnologia aplicării controlate a materialelor fluoropolimerice este folosită de aproape 40 ani în lume, iar în țara noastră de aproape 30 ani. De-a lungul timpului această tehnologie a suferit numeroase transformări și îmbunătățiri, în prezent straturile aplicate având o grosime de doar câțiva microni. Această tehnologie s-a aplicat atât produselor unicat, de serie mică, cât și de serie mare [41]. La noi în țară, au fost implementate tehnologii de acoperire cu produse fluoropolimerice în condiții de grosimi și microgeometrie controlată în producția de serie în cazul unor repere de nivel tehnic ridicat (acoperirea exterioară a pistoanelor etrier frână care echipează autoturisme conform normelor internaționale), când s-a asigurat stabilirea temei tehnice pentru utilajele de pe fluxul de fabricație pentru realizarea filmului fluoropolimeric. S-a stabilit tehnologia de fabricație pentru garantarea condițiilor tehnice impuse de partenerii străini și omologarea seriei zero, rezultând repere ce au fost exportate pe piața Europei de Vest [6]. Deasemenea, în industria automotive apar modificări în direcția reducerii poluării. Astfel, s-a conceput un echipament modern de injecție de mare fiabilitate prin aplicarea tehnologiei de acoperiri fluoropolimerice pentru utilizarea DME (biocombustibil) la motorul Diesel în vederea reducerii nivelului de emisii poluante. DME este foarte interesant deoarece, în ansamblu, are un impact foarte redus asupra climei. Comparativ cu alte alternative obținute din aceeași materie prima are cea mai bună eficiență energetică și este cel mai puțin costisitor. De aceea, DME este deja competitiv dacă este obținut din biomasă, prin gazeificarea leșiei rezultate din industria celulozei [16], [41], [44].

Fluoropolimerizarea se folosește pe o scară tot mai largă datorită avantajelor sale, reducerea zgomotului din angrenaje și posibilitatea funcționării cu o ungere săracă.

Aceste tehnologii de acoperire conferă suprafeței metalice, prin aplicarea de materiale fluoropolimerice compozite, proprietăți tribologice superioare în condiții de ungere săracă sau de frecare uscată. Un alt avantaj al acestor tehnologii îl reprezintă faptul că ele se pot aplica pe suportul metalic nou sau dacă este cazul uzat, în limitele grosimii de strat fluoropolimeric ce se poate realiza, fiind și tehnologii de recondiționare, salvând suportul metalic, ceea ce presupune o importantă economie de materiale și manoperă. Aceste tehnologii se mai numesc și tehnologii ecologice.

În prezent, în lume, materialele fluoropolimerice compozite au căpătat o largă răspandire ca urmare a realizării unor dispersii de înaltă performanță. Aceste dispersii sunt realizate din particule compozite ce se află în suspensie într-un dispersant apos sau organic. Particulele compozite conțin materiale din familia fluoropolimerilor și materiale de adaos (bisulfura de molibden, cermeti, produse siliconice etc), înglobate într-un liant pentru asigurarea anumitor proprietăți [6], [16], [41]. Dispersiile fluoropolimerice se aplică prin pulverizare sau imersie, pe un suport metalic pregătit corespunzător în scopul garantării aderenței și sunt însoțite de un tratament termic de uscare, urmat, dacă este nevoie de aplicarea altui strat de dispersie fluoropolimerică, tratamentul finalizându-se cu o reticulare la o temperatură superioară temperaturii de uscare. În final rezultă un film fluoropolimeric care îmbină proprietățile antifricțiune și antiaderență ale materialelor fluoropolimerice, dar spre deosebire de acestea prezintă o bună rezistență la uzură conferită de natura liantului utilizat.

În lume în domeniul construcției de motoare termice, se folosesc repere având suprafețele active acoperite cu materiale fluoropolimerice, în scopul îmbunătățirii comportării tribologice a cuplelor de frecare atât din punct de vedere al reducerii coeficienților de frecare cât și din punct de vedere al reducerii uzurilor și nivelului de zgomot.

Baza materială, pentru aplicarea de asemenea acoperiri cu grosimi micronice, cuprinde dotarea necesară realizării acoperirilor cu dispersii fluoropolimerice: instalație pentru pregătirea reperelor în vederea aplicării acoperirilor fluoropolimerice (instalație de sablare pentru unicate și serie mică), instalație de pulverizare dispersii fluoropolimerice echipată cu pistoale atât pentru dispersii cu dispersant apos cât și pentru dispersii cu dispersant neapos, echipamente pentru tratarea termică a stratului fluoropolimeric aplicat.

Testarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice se poate face pe standuri cu circuit mecanic deschis și standuri cu circuit mecanic închis. Încercările de lungă durată se efectuează pe standurile cu circuit mecanic închis iar cele de scurtă durată pe standurile cu circuit mecanic deschis datorită avantajelor pe care le reprezintă fiecare.

Cercetările privind vibrațiile și zgomotele s-au efectuat pe standul cu circuit mecanic deschis pentru încercarea reductoarelor cu roți dințate din cadrul laboratorului școlii doctorale condus de prof. univ. dr. ing. Ion VELA.

Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor privind comportamentul roților dințate teflonate în exploatare

1.1 Considerații generale. Domeniile de utilizare a angrenajelor cu roți dințate

Angrenajul este un mecanism cu roți dințate care servește la transmiterea directă și forțată a mișcării de rotație de la un arbore conducător la un arbore condus. Roțile dințate sunt organe de mașini care au la periferia lor dinții dispuși în mod regulat pe suprafețele teoretice (în general de revoluție) numite suprafețe de rostogolire. Roata dințată montată pe arborele conducător se numește pinion și se rotește cu turația „ n_1 ”, iar roata dințată condusă montată pe arborele condus se rotește cu turația „ n_2 ” [16], [31], [33], [41], [75].

Procesul continuu de contact între dinții roților conjugate a unui angrenaj în vederea asigurării mișcării neîntrerupte a celor două roți dințate se numește angrenare. Angrenajul poate transmite mișcarea de rotație în ambele sensuri, fapt posibil prin utilizarea dinților cu flancuri simetrice [33], [76], [78].

Angrenajul formează o categorie de organe de mașini foarte des utilizate în cele mai diverse construcții de mașini și utilaje ca urmare a avantajelor lor [31], [33]:

- raport de transmitere constant;
- durabilitate și siguranță în funcționare;
- dimensiuni și gabarit redus;
- posibilitatea de a transmite puteri într-un domeniu larg de viteze și rapoarte de transmitere;
- randament ridicat (ajungând la 0,995).

Dezavantajele angrenajelor sunt:

- necesitatea unei precizii înalte de execuție și montaj;
- funcționare cu zgomote la viteze ridicate;
- limitarea la o serie de rapoarte de transmitere deoarece numărul de dinți trebuie să fie un număr întreg.

Domeniul de utilizare a angrenajelor este vast. În construcția modernă de mașini și aparate, transmisia cu roți dințate constituie mecanismul cel mai important și cel mai utilizat. În schemele cinematice ale unor mașini-unelte complexe se află sute

de roți dințate. Executate îngrijit și montate corect, pot garanta siguranța în funcționare la viteze și puteri reduse (cazul aparatelor tip ceasornic), la puteri de zeci de MW (mașini grele) și la viteze periferice ridicate, până la 100 – 150 m/s (mașini rapide).

Gama dimensiunilor roților dințate este determinată de stadiul general al dezvoltării construcției de mașini. În prezent se pot executa roți dințate cu diametre cuprinse între fracțiuni de milimetru până la diametre > 10 m.

La turații mari, angrenajele în funcționare produc însă zgomote de intensitate proporțională cu turația „n” și invers proporțională cu precizia de execuție și montaj. La angrenajele cu dinți înclinați, în „V” sau curbi, zgomotul este mai redus [41].

1.1.1 Tipuri constructive de angrenaje cu roți dințate

Datorită formelor variate, reprezentate în Fig. 1.1, clasificarea angrenajelor se face pe baza unor *criterii de clasificare*, după cum urmează:

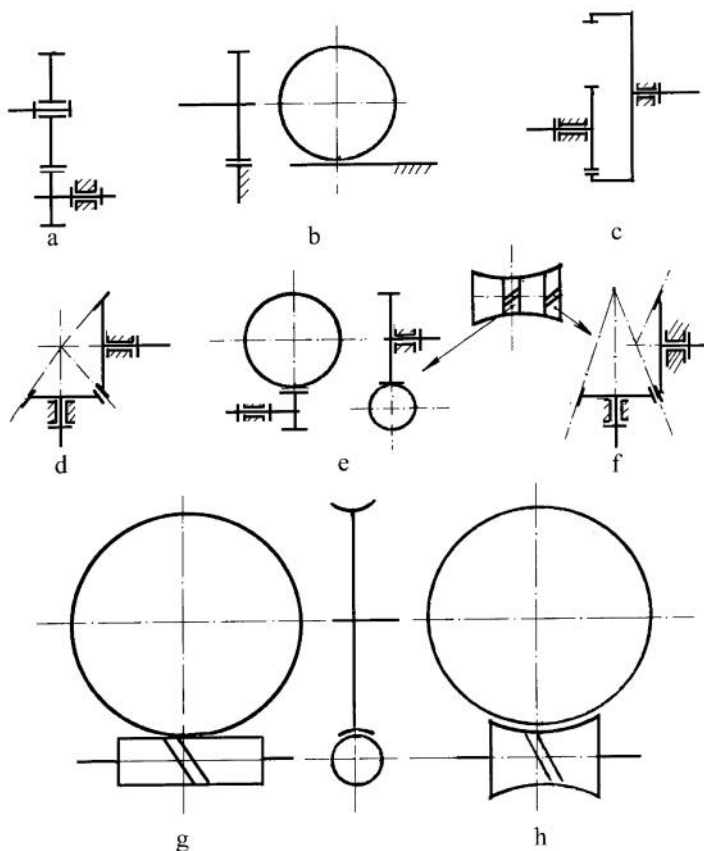


Fig. 1.1. Forme constructive de angrenaje cu roți dințate

- după poziția axelor {
 - cu axe paralele, Fig.1.1a,
 - cu axe concurente, Fig.1.1d,
 - cu axe încrucișate, Fig.1.1e și f.

- după forma roților {
 - forme asemenea {
 - cilindrice , Fig.1.1a,
 - conice, Fig.1.1d,
 - hiperboloide, Fig.1.1e și f,
 - spirale,
 - eliptice.
 - forme diferite {
 - melcate, Fig.1.1g și h,
 - cremaliera , Fig.1.1b,
 - cilindro - conice.

- după poziția roților {
 - exterioare , Fig.1.1a, b, d, e, f,
 - interioare , Fig.1.1c.

- după sensul de rotație {
 - în același sens, Fig.1.1c,
 - în sensuri contrare, Fig.1.1a

- după felul contactului {
 - punctiform , Fig.1.1e,
 - liniar, Fig.1.1a, b, c, d,
 - suprafață, Fig.1.1g, h.

- după felul raportului de transmitere {
 - constant,
 - variabil {
 - continuu,
 - în trepte.

- după mărimea raportului de transmitere {
 - reductor $i \geq 1$,
 - multiplicator $i < 1$.

- după direcția și forma longitudinală a dinților {
 - drepti,
 - înclinați,
 - curbi,
 - în V și W.

- după mișcarea axelor
 - fixe (ordinare),
 - mobile
 - planetare,
 - diferențiale.
- după profilul dintelui
 - evolventa, Fig.1.1a, c, d, e, f,
 - spirala arhimedica, Fig.1.1g și h numai la melci,
 - cicloidă,
 - linie dreaptă, Fig.1.1b numai la cremalieră,
 - arc de cerc.

1.1.2 Materiale utilizate în construcția roților dințate

La fabricația roților dințate se pretează un număr mare de materiale. Din aceste multe opțiuni, din motive tehnice și economice, oțelurile au cea mai mare importanță, ele oferind, prin multitudinea posibilităților de influențare a proprietăților, o varietate mare de soluții practice [83].

Modificările structurale la care este supus oțelul prin încălzire și răcire (în special obținerea constituentului *martensită*), sunt premisele cele mai importante ale călirii și îmbunătățirii oțelului. Alegerea oțelurilor pentru călire se face în funcție de două caracteristici importante [83]:

- *călibilitatea*, care definește proprietatea oțelurilor de a dobândi o anumită duritate, ce nu poate fi depășită și care, în condițiile asigurării unei viteze suficiente de răcire, depinde doar de conținutul de carbon al oțelului (v. fig. 1.2 - călibilitatea în funcție de conținutul de carbon);

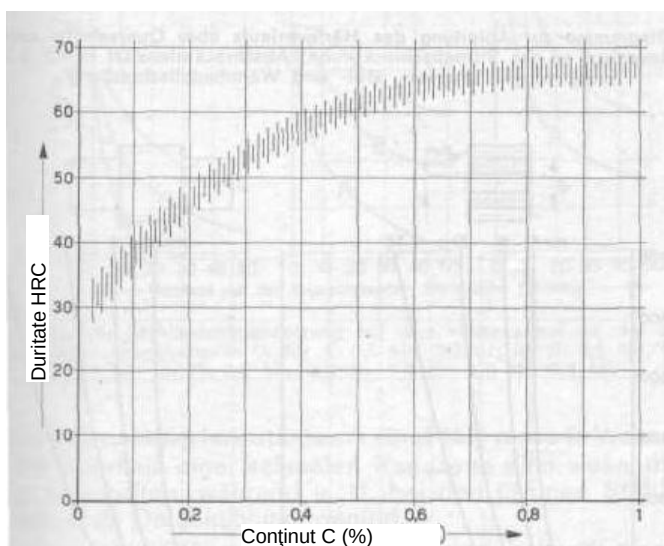


Fig. 1.2. Călibilitatea în funcție de conținutul de carbon

- *adâncimea de călire*, care, la condițiile de răcire date, definește adâncimea zonei călite sau diametrul secțiunii călite, fiind dependentă în principal de concentrația elementelor de aliere și în anumită măsură de mărimea grăuntelui oțelului.

Cele mai utilizate oțeluri în construcția roților dințate sunt [83]:

- *oțeluri fără călire superficială*: = oțeluri de construcții: (Ex. OL 37, OL 60, OL 70) Se folosesc la fabricarea roților dințate cu încărcări reduse și la confecționarea prin sudare a corpurilor roată;

= oțeluri de îmbunătățire: Oțelurile carbon obișnuite, în special OLC 45 normalizat, dovedește un comportament foarte bun la rodare, flancurile netezindu-se și durificându-se la 50...100 HB. Datorită limitei de curgere scăzute, se îmbunătățește rugozitatea flancurilor și se atenuează abaterile de formă. Oțelurile aliate de îmbunătățire, cu durități de cca. 300 HB, reacționează, de cele mai multe ori, ceva mai sensibil; abaterile de prelucrare conduc mai degrabă la înrăutățirea rugozității, favorizând formarea de pitting.

- *oțeluri de cementare*: se folosesc atât în fabricația de serie mare (industria auto) cât și în producția de unicate (reductoare navale, reductoare pentru cajele de laminare). Diametrul este limitat de capacitatea cuptorului și mărimea mașinii de rectificat dantură.

Prin cementare se urmărește obținerea unei suprafețe a dintelui foarte dură, în timp ce miezul rămâne relativ moale. Stratul dur de la suprafață conferă dinților o rezistență mărită la uzură și o presiune mare de contact, în timp ce miezul dintelui va rămâne cu o tenacitate bună, deci cu proprietăți bune de preluare a șocurilor [83].

- *oțeluri de îmbunătățire călite superficial cu flacără și prin inducție*: dintre procedeele de prelucrare se disting: călirea pe circumferință (a tuturor dinților), dispozitivele de călire dinte cu dinte, călirea dinte cu dinte prin copierea plinului de dinte și călirea dinte cu dinte prin copierea golului de dinte. În urma acestor procedee de prelucrare se obțin durități de 45...56 HRC și adâncimi de 1...2 mm.

- *oțeluri pentru nitrurare*: se obțin grosimi mici de strat, de ordinul zecimilor de milimetru (important la piese mici) și durități superficiale foarte mari, până la nivelul de 1100 HV, în condițiile în care miezul își menține caracteristicile dobândite anterior (tenacitate mare). În acest fel, dinții dispun de un ansamblu de caracteristici deosebite, cum sunt: rezistență mare de contact, la uzură și la oboseală, precum și o bună capacitate de preluare a șocurilor.

- *oțeluri pentru carbonitrurare*: în urma acestui tratament, li se asigură roților dințate straturi superficiale având 0,8...0,9% C și 0,3...0,4 % N, în grosimi de 0,7...0,8 mm, cu durități de peste 700 HV, în condițiile în care miezul rămâne cu durități mai mici, deci tenace. Se asigură astfel danturii rezistență la uzură, la presiune de contact, la oboseală și la șocuri.

Materiale plastice pentru roți dințate

Materialele plastice performante au o serie de proprietăți fizico-mecanice avantajoase, care fac posibilă folosirea lor la diverse tipuri de angrenaje. Dintre aceste proprietăți amintim doar câteva:

- caracteristici mecanice bune (rezistență la întindere-compresiune, duritate, tenacitate);
- rezistență la oboseală și la șocuri mecanice ;
- capacitate de amortizare mecanică;
- proprietăți bune de alunecare și antifricțiune;
- rezistență bună la uzură;
- prelucrabilitate bună prin așchiere (strunjire, frezare, mortezare, filetare).

Materialele plastice care prezintă proprietățile enumerate anterior și care sunt pretabile pentru confecționarea de angrenaje sunt următoarele:

- poliamidele (PA, ERTALON, TERAMID);
- poliacetalii (POM, ERTACETAL);
- polietilentereftalatii (PETP, ERTALYTE).

Aceste tipuri de materiale sunt recomandate la angrenaje unde, pe lângă satisfacerea condițiilor de rezistență mecanică, sunt importante și următoarele aspecte:

- mers liniștit și fără zgomote;
- rezistență bună la coroziune și agenți chimici;
- rezistență la uzură (cu sau fără ungere);
- rezistență la șocuri;
- greutate redusă;
- preț de cost redus al produsului.

Altele materiale utilizate la construcția roților dințate: fonte aliate, alame, bronzuri, aliaje nano-feroase, pulberi-metalurgice, chiar și textolit.

1.2 Angrenaje cu roți dințate cilindrice

1.2.1 Elemente geometrice ale angrenajelor cu roți dințate cilindrice

Mecanismul cu roți dințate care servește la transmiterea directă și forțată a mișcării de rotație de la un arbore conducător la un arbore condus poartă denumirea de angrenaj (fig. 1.3).

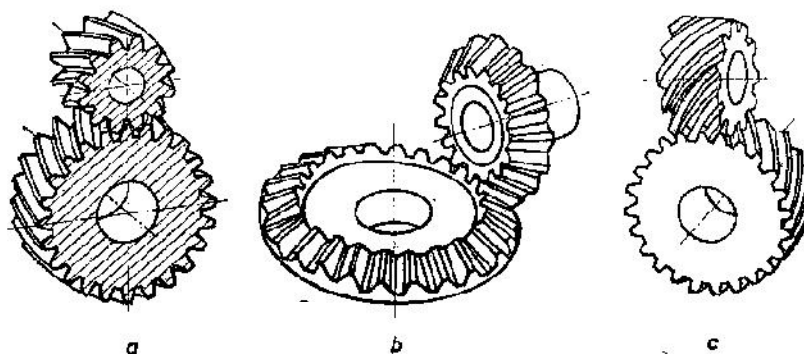


Fig. 1.3. Angrenaje cu roți dințate

Procesul continuu de contact între dinții roților conjugate a unui angrenaj, care se realizează prin intermediul suprafețelor laterale ale dinților, denumite *flancuri* (fig. 1.4), în vederea asigurării mișcării neîntrerupte a celor două roți dințate se numește angrenare. Transmiterea mișcării de rotație în ambele sensuri este posibilă prin utilizarea dinților cu flancuri simetrice, un *flanc de dreapta* și unul de stânga.

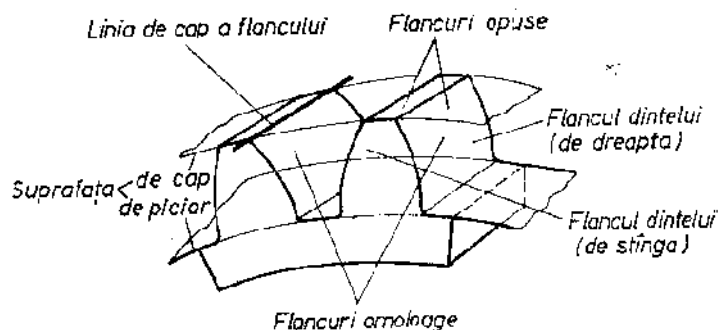


Fig. 1.4. Elementele geometrice ale danturii unei roți dințate

Două sau mai multe flancuri de dreapta, respectiv de stânga sunt *flancuri omoloage* iar unul sau mai multe flancuri de dreapta considerate în raport cu unul sau mai multe flancuri de stânga sunt *flancuri opuse*. Flancurile sunt limitate de

suprafețele de cap și de picior, care pot fi cilindri sau conuri coaxiale cu axa roții, roata denumindu-se în mod corespunzător *roată dințată cilindrică* sau *conică* (fig. 1.5 a, b). Dacă suprafața de cap este în exteriorul celei de picior, roata dințată este cu dantură exterioară, în caz contrar este cu dantură interioară (fig. 1.5 a). Suprafețele de mai sus pot deveni plane, roata cilindrică degenerând în *cremalieră* (fig. 1.5 c), iar roata conică la *roată dințată plană* (fig. 1.5 d).

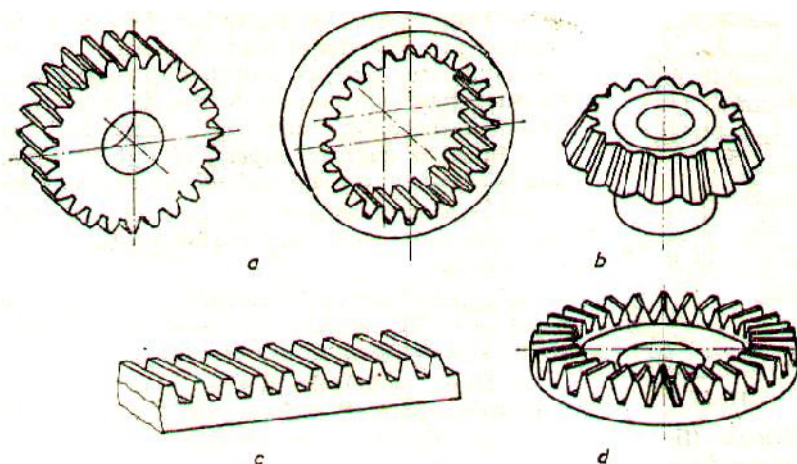


Fig. 1.5. Tipuri constructive de roți dințate

Intersecția dintre un flanc și o suprafață dată poartă denumirea de *profil*. Ca și flancurile din care provin, profilurile pot fi de dreapta, de stânga, omoloage sau opuse.

Forma liniei flancului definește și forma dintelui. Dacă este o dreaptă, dinte este *drept*. Dacă este o elice cilindrică ori conică sau o dreaptă obținută prin desfășurarea în plan a acestor elice, ca la cremalieră sau roată dințată plană, dinte este *înclinat*. Dacă este o altă curbă, dinte este *curb*.

1.2.2 Elemente de bază din cinematica și geometria angrenajelor cu roți dințate în evolventă

Teoria generală a angrenării stabilește condiția (legea) pe care trebuie să o îndeplinească profilul ales pentru dinți, astfel că transmiterea mișcării să se facă într-un raport constant:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2} \quad (1.1)$$

Această lege fundamentală pentru angrenare, cere ca normala comună la profilul dinților în punctul de contact să treacă prin polul angrenării C (fig. 1.6).

Profilele dinților care satisfac această condiție, se numesc profile conjugate. Cel mai răspândit tip de profil este cel evolventic datorită următoarelor avantaje [31], [32], [33]:

- angrenajul nu este sensibil la abaterile distanței dintre axe, deoarece profilele dinților conjugați fiind evolvente rămân în contact pe o nouă linie de angrenare dar raportul de transmitere nu-și schimbă valoarea;
- roțile se pot prelucra cu o sculă simplă, având profil rectiliniu;
- angrenajele se controlează ușor;
- dantura poate fi ușor corijată în funcție de cerințele unei funcționări optime.

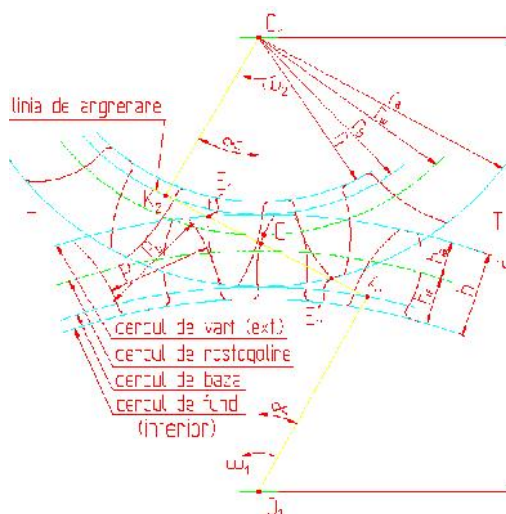


Fig. 1.6. Elementele geometrice ale angrenajelor cu roți dințate

Profilul evolventic al dintelui reprezintă o porțiune din curba care este descrisă de un punct oarecare aflat pe o dreaptă NN care se rostogolește fără alunecare pe un cerc numit bază (fig. 1.7).

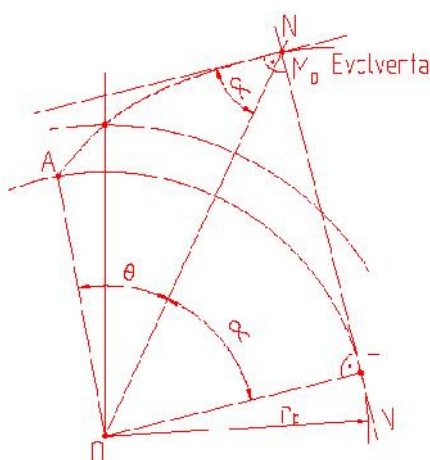


Fig. 1.7. Elementele de bază din geometria angrenajelor cu roți dințate

Unghiul $\sim$ format de raza corespunzătoare punctului de pe evolventă M_0 (fig. 1.7) și tangenta la curba evolventei se numește unghi de presiune. Dacă punctul considerat de pe evolventă coincide cu polul angrenării, unghiul $\sim$ se va numi unghi de angrenare (fig. 1.6).

Elementele geometrice ale angrenajelor sunt cuprinse în STAS 6522-62 și 915-81. Dintre acestea se amintesc cele mai importante așa cum rezultă din figura 1.6.

- *pasul danturii* p reprezintă distanța dintre două flancuri omoloage consecutive. Pasul măsurat pe cercul de bază se notează cu p_b și se compune din grosimea dintelui s_d și lărgimea golului s_g :

$$p_b = s_d + s_g \quad (1.2)$$

- *modulul* m , parametrul de bază al unui angrenaj este definit ca raport între pasul de divizare și numărul z :

$$m = \frac{p}{z} \quad (1.3)$$

- *înălțimea dintelui* h , reprezintă semidiferența între diametrele exterior și interior ale roții;

- *diametrele cercurilor* care limitează exterior și interior dantura, ale cercurilor de rostogolire și ale cercurilor de bază, sunt elementele geometrice care se pot exprima în funcție de numărul de dinți și modul;

- *distanța axială* a , reprezintă cea mai scurtă distanță între axele celor două roți ce formează angrenajul (distanța O_1O_2 – fig. 1.6). Valoarea distanței axiale se standardizează, utilizând indicațiile STAS 6055-68;

- *suprafețele de rostogolire*, care au forma unor cilindri tangenți, care se rostogolesc unul pe celălalt, fără alunecare, de-a lungul axei instantanee de rotație;

- *numărul de dinți ai roții dințate*: z ;

- *forma dinților* este cea a unor prisme a căror secțiune este hotărâtă de forma profilului, adică de conturul rezultat din intersecția dintelui cu un plan frontal.

1.2.3 Forțele care acționează în angrenajul cilindric cu dinți înclinați

Modul de angrenare pentru acest angrenaj exclude pozițiile de angrenare singulare, deoarece în orice poziție de angrenare se găsesc mai mulți dinți în contact.

Consecința acestui fapt este concretizată în avantajele legate de silențiozitatea angrenajului și de mărirea capacității portante a acestuia.

Metoda de calcul a roților dințate cu dinți înclinați țin seama de faptul că un angrenaj cu dinți înclinați poate fi înlocuit cu un angrenaj echivalent care să aibă dinții dreți, metodă propusă de ISO.

Pentru a găsi angrenajul echivalent se consideră o roată dințată cilindrică cu dinți înclinați (fig. 1.8) secționată cu un plan normal NN pe linia elicoidală de pe cilindrul de divizare, care trece prin punctul C .

Planul NN intersectează cilindrul de divizare după o elipsă iar flancurile dinților în acest plan nu sunt evolvente. În acest plan NN , angrenarea are loc pe o porțiune de elipsă corespunzătoare cu 2...3 pași normali și ca urmare flancurile dinților se consideră că aparțin unei roți dințate cilindrice cu raza cercului de divizare egală cu raza de curbură a elipsei în punctul C . Practic se poate considera că flancurile dinților acestei roți sunt evolventice. Roata dințată cilindrică din planul NN , are dinții dreți și înlocuiește roata cilindrică cu dinții înclinați într-o secțiune normală, de aceea se numește roată echivalentă [31], [32], [33], [75], [76].

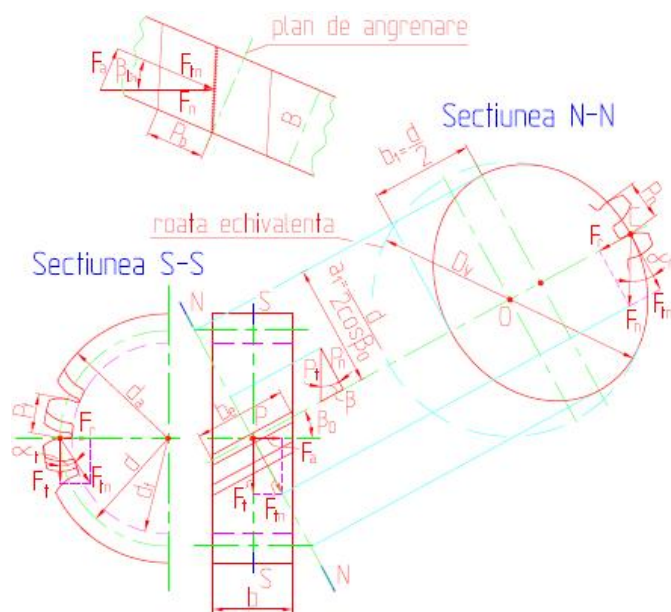


Fig. 1.8 Forțele din angrenajul cilindric cu dinți înclinați

Se poate găsi analog și cealaltă roată dințată echivalentă a roții dințate cilindrice cu dinți înclinați pereche și se obține astfel angrenajul cilindric cu dinți dreți, echivalent angrenajului real cu dinți înclinați.

Între elementele roții cu dinți înclinați și a roții echivalente se pot stabili relații de calcul.

Raza de curbura a elipsei în punctul C este dată de relația:

$$\rho_v = \frac{a_1^2}{b_1} \quad (1.4)$$

unde: a_1 este semiaxa mare a elipsei [mm];

b_1 – semiaxa mică a elipsei [mm].

Înlocuind valorile pentru a_1 și b_1 din figura 1.8 în relația (1.4) se obține:

$$\rho_v = \frac{2d^2}{4\cos^2 \alpha_0 d} = \frac{d}{2\cos^2 \alpha_0} \quad (1.5)$$

Diametrul cercului de divizare a roții echivalente se poate calcula cu relația:

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \alpha_0} \quad (1.6)$$

Pasul roții echivalente: $p_n = p_t \cos \alpha_0$

unde: p_n este pasul normal al roții cu dinți înclinați [mm];

p_t – pasul frontal al roții cu dinți înclinați [mm];

α_0 - unghiul de înclinare a dinților de la cremaliera generatoare [°];

α_d - unghiul de înclinare a dinților pe cilindru de divizare [°], $\alpha_d = \alpha_0$

Modulul roții echivalente: $m_n = m_t \cos \alpha_0$ este identic cu modulul roții cilindrice cu dinți înclinați în planul normal din dinte.

unde: m_n este modulul normal al roții dințate cu dinți înclinați;

m_t - modulul frontal al roții dințate cu dinți înclinați;

Numărul de dinți al roții dințate cilindrice cu dinți dreپți se determină din relația (1.6) scrisă astfel:

$$m_n z_v = \frac{m_t z}{\cos^2 \alpha_0} = \frac{m_n z}{\cos^3 \alpha_0}$$

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \alpha_0} \quad (1.7)$$

unde: z_v este numărul de dinți al roții echivalente;

z – numărul de dinți al roții cu dinți înclinați.

Astfel forța F_n normală pe dinte, se găsește în planul de angrenare (fig. 1.8). Componentele sale F_n și F_{tn} se exprimă în funcție de F_n cu relațiile în care intervine

unghiul α_b deoarece planul de angrenare este tangent la cilindrul de bază pe care înclinarea dintelui este α_b .

$$F_{tn} = F_n \cos \alpha_b$$

$$F_n = F_{tn} \cos \alpha_b \quad tg \alpha_b = F_{tn} \quad tg \alpha_b \quad (1.8)$$

În planul frontal sunt reprezentate forțele F_{tn} și componentele sale F_r și F_t :

$$F_t = F_{tn} \cos \alpha_t = F_n \cos \alpha_t \cos \alpha_b = \frac{2M_{t1}}{d_{w1}} \quad (1.9)$$

$$F_r = F_{tn} \sin \alpha_t = F_n \cos \alpha_b \sin \alpha_t = F_t \quad tg \alpha_t \quad (1.10)$$

Exprimând forțele F_a , F_n și F_r în funcție de forța tangențială în planul frontal, F_t și ținând seama de relațiile:

$$\cos \alpha_b \cos \alpha_t = \cos \alpha_0 \cos \alpha_n$$

$$\sin \alpha_b = \sin \alpha_d \cos \alpha_n = \sin \alpha_0 \cos \alpha_n; \quad (\alpha_0 = \alpha_d) \quad (1.11)$$

$$tg \alpha_b = tg \alpha_0 \cos \alpha_t$$

$$tg \alpha_n = tg \alpha_t \cos \alpha_0; \quad \cos \alpha_b = \frac{\sin \alpha_n}{\sin \alpha_t}$$

se obține:

$$F_a = \frac{F_t}{\cos \alpha_t} tg \alpha_b = F_t tg \alpha_0 \quad (1.12)$$

$$F_r = F_t tg \alpha_t = \frac{tg \alpha_n}{\cos \alpha_0} \quad (1.13)$$

$$F_n = \frac{F_{tn}}{\cos \alpha_b} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \alpha_b} = \frac{2M_{t1}}{d_{w1} \cos \alpha_t \cos \alpha_b} = \frac{2M_{t1}}{d_{w1} \cos \alpha_0 \cos \alpha_n} \quad (1.14)$$

unde:

- α_t - unghiul de angrenare în plan frontal;
- α_{ot} - unghiul profilului cremalierei de referință în plan frontal;
- α_{on} - unghiul profilului cremalierei în secțiune normală;
- α_n - unghiul de angrenare în plan normal.

Ținând seama de faptul că pasul elicei este constant indiferent de cilindrul pe care se măsoară înclinarea dintelui, rezultă:

$$p_z = \frac{d_b}{tg \alpha_b} = \frac{d}{tg \alpha_0} = \frac{d}{tg \alpha_n} \quad (1.15)$$

deci:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{d}{d_b} \operatorname{tg} \alpha_b = \frac{d}{d_a} \operatorname{tg} \alpha_a$$

α_0 - deoarece unghiul de înclinare de referință al dinților de la cremaliera generatoare se reproduce pe elicea de divizare.

Pentru angrenajele zero deplasate ($\alpha_t = \alpha_{ot}$ $\alpha_{on} = \alpha_n$) se pot exprima forțele din angrenaj cu relațiile:

$$F_t = \frac{2M_{t1}}{d_{w1}} = \frac{2M_{t2}}{d_{w2}} \quad (1.16)$$

$$F_r = \frac{2M_{t1}}{d_{w1}} \operatorname{tg} \alpha_{ot} \quad (1.17)$$

$$F_a = \frac{2M_{t1}}{d_{w1}} \operatorname{tg} \alpha_0 \quad (1.18)$$

Spre deosebire de roțile cu dinți drepecți la angrenajele cu dinți înclinați intervine și o forță axială care trebuie preluată de lagărele arborilor.

Existența forței axiale este un dezavantaj al roților cilindrice cu dinți înclinați și întrucât mărimea sa crește cu creșterea unghiului de înclinare α_0 mărimea acestui unghi se limitează la 15...20°.

1.2.4 Tipuri de solicitări care apar în angrenaje

În figurile 1.9 și 1.10 sunt reprezentate distribuțiile de tensiuni echivalente Von Mises corespunzătoare profilurilor standard: dantura dreaptă standard (fig. 1.9) și dantura în V (fig. 1.10), circumscrisă danturii circulare considerată. Danturile sunt încărcate, conform [36] cu presiunea corespunzătoare transmiterii unui moment de 4 Nm, în ipoteza angrenării bipare, cu aplicarea încărcării pe flancul concav. Analizând figurile 1.9 și 1.10, danturile sunt comparate atât la nivelul tensiunilor echivalente maxime, cât și în ceea ce privește distribuția pe flancul dintelui a acestor tensiuni. Se constată că:

- la dantura dreaptă, tensiunile maxime se manifestă la baza dintelui, pe toată lungimea acestuia, cu intensitate constantă. Zona afectată este mare, valorile tensiunilor maxime fiind de aproximativ 8 N/mm²;

- la dantura curbă, tensiunile maxime se manifestă pe suprafețe mici, localizate către exteriorul danturii. Valorile tensiunii maxime sunt mai mari ca în cazul danturii drepte, urcând până la 11 N/mm^2 ;
- la dantura în V, tensiunile maxime se concentrează în vârf și către exteriorul danturii, pe suprafețe foarte mici. La exteriorul danturii, tensiunile ajung până la 24 N/mm^2 (practic, încărcarea este mai mică decât cea teoretic considerată), iar tensiunea cu valoare maximă de 35 N/mm^2 de la vârful danturii poate fi atenuată printr-o prelucrare corespunzătoare.

În concluzie, dantura în arc de cerc, cu înălțime constantă a dintelui, este mai avantajoasă decât danturile standard – dreaptă și în V, în ce privește comportarea la încovoiere a dinților. Deși valorile tensiunilor induse sunt cu $\approx 27\%$ mai mari decât în cazul danturii drepte, distribuția tensiunilor maxime este limitată în zonele extreme ale danturii unde, în condiții normale încărcarea este foarte mică. Dantura în V este de asemenea avantajoasă sub aspectul distribuției tensiunilor, dar valorile maxime înregistrate depășesc cu mai bine de 100% valorile specifice danturii în arc de cerc.

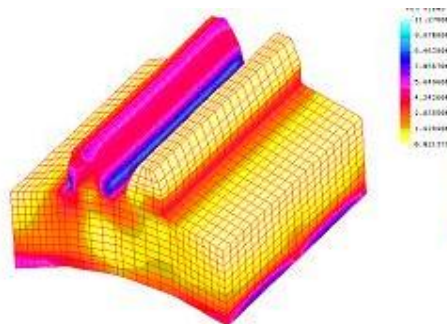


Fig. 1.9 Distribuția tensiunilor maxime corespunzătoare danturii drepte

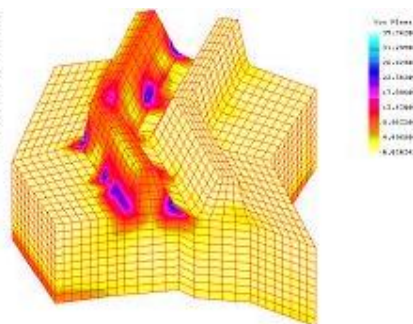


Fig. 1.10 Distribuția tensiunilor maxime corespunzătoare danturii în V

1.3 Studiul erorilor de prelucrare și de măsurare prin metode statice

Mărimile aleatoare au o serie de valori caracteristice denumite și *parametrii statici*. Principalii parametri statici ce intervin în studiul erorilor de prelucrare și de măsurare sunt de două categorii:

a – *Parametri de tendință*: media aritmetică μ , media Me , modulul Mo și valoarea centrală x_c .

b – *Indici de împrăștiere*: abaterea medie pătratică σ , dispersia $D = \sigma^2$ și amplitudinea ω .

Valoarea medie aritmetică (μ) a șirului este dată de relația:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (1.19)$$

în care:

$x_1, x_2, \dots, x_n$ – valorile măsurate.

Deoarece o serie de valori se repetă, vor exista numai „k” valori distincte, dacă $m_1, m_2, \dots, m_k$ reprezintă frecvențele valorilor $x_1, x_2, \dots, x_k$ rezultă că media aritmetică devine:

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k m_i x_i = \frac{m_1}{n} x_1 + \frac{m_2}{n} x_2 + \dots + \frac{m_k}{n} x_k \quad (1.20)$$

Cum raportul dintre frecvențele absolute și numărul total de valori reprezintă frecvența relativă (probabilistică (3.34))

$$f(x_i) = \frac{m_i}{n} \quad (1.21)$$

Rezultă:

$$\mu = x_1 f(x_1) + x_2 f(x_2) + \dots + x_k f(x_k) = \sum_{i=1}^k x_i f(x_i) \quad (1.22)$$

Mediana (Me) este valoarea absolută dintr-un șir static ordonat crescător sau descrescător față de care frecvența (numărul) valorilor mai mici decât ea este egal cu frecvența (numărul) valorilor mai mari decât ea:

$$Me = \frac{x_{\frac{n+1}{2}}}{2} \quad - \text{ pentru "n" impar} \quad (1.23)$$

$$Me = \frac{\frac{x_{\frac{n}{2}}}{2} + \frac{x_{\frac{n}{2}+1}}{2}}{2} \quad - \text{ pentru "n" par} \quad (1.24)$$

Modulul (Mo) reprezintă valoarea observată cu frecvența absolută sau relativă cea mai mare:

$$Mo = \mu - 3(\mu - Me) \quad (1.25)$$

Valoarea centrală (x_c) a șirului static reprezintă semisuma valorilor extreme.

$$x_c = \frac{x_{\max} + x_{\min}}{2} \quad (1.26)$$

Media aritmetică, mediana, modulul și valoarea centrală sunt parametrii statici ce indică așa numita tendință de centrare, adică de concentrare a majorității valorilor lui „x” într-o zonă de mijloc, prin aceasta determinându-se poziția întregii colectivități sau probe.

Dispersia colectivității $D(x) = d^2$. Pentru a se vedea abaterile (dispersia) valorilor x_i față de valoarea medie se consideră diferențele $(x_i - \mu)$, iar întrucât acestea pot fi negative sau pozitive, se iau pătratele acestora $(x_i - \mu)^2$. Ca urmare, dispersia colectivității va fi :

- pentru mărimi continue:

$$D(x) = d^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - \mu)^2 f(x) dx \quad (1.27)$$

- pentru mărimi discontinue

$$D(x_i) = d^2 = \sum_{i=1}^k (x_i - \mu)^2 f(x_i) \quad (1.28)$$

Abaterea medie pătratică (d) considerată unitate de măsură a împrăștierei, mai este denumită și abatere standard. Ea este egală cu rădăcina pătrată a dispersiei.

- pentru mărimi continue:

$$d = \sqrt{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - \mu)^2 f(x) dx} \quad (1.29)$$

- pentru mărimi discontinue:

$$d = \sqrt{\sum_{i=1}^k (x_i - \mu)^2 f(x_i)} \quad (1.30)$$

Amplitudinea (ω) șirului de date este dată de diferența dintre valoarea maximă și minimă a șirului static:

$$\mu = x_{\max} - x_{\min} \quad (1.31)$$

Abaterea relativă medie pătratică (λ) este dată de relația:

$$a = \frac{d}{\frac{\mu}{2}} \quad (1.32)$$

Pentru legea de distribuție normală, considerată ca etalon, $\omega = 6T$, rezultă $\lambda_0 = 1/3$.

Dacă se consideră amplitudinea egală cu toleranța $\omega = T$, rezultă $\lambda = 6d/T$.

Coeficientul de împrăștiere relativă (k) este raportul dintre abaterea relativă medie pătratică λ , pentru legea de distribuție considerată și abaterea relativă medie pătratică λ_0 a distribuției etalon:

$$a = \frac{a}{a_0} \quad (1.33)$$

Coeficientul de asimetrie relativă (α) caracterizează deplasarea valorii medii μ față de mijlocul câmpului de toleranță (valoarea centrală) x_c :

$$\sim = \frac{\mu - x_c}{0,5T} = \frac{\mu - x_c}{\frac{T}{2}} \quad (1.34)$$

Cum se observă, coeficientul de asimetrie relativă, poate fi pozitiv, negativ sau zero, ceea ce indică existența sau nexistența și sensul asimetriei.

Dintre parametri statici prezentați, media aritmetică și abaterea medie pătratică, au o semnificație și importanță deosebită în studiul erorilor de prelucrare și măsurare și analiza proceselor tehnologice de execuție a pieselor în construcțiile de mașini.

Dimensiunile și forma pieselor prelucrate nu pot fi obținute cu o precizie absolută, prelucrarea fiind însoțită de erori. Ca și erorile de măsurare, erorile de prelucrare se clasifică în trei mari grupe: *erori sistematice*, *erori întâmplătoare* și *erori grosolane*.

Erori sistematice. Sunt erori ale căror cauze pot fi cunoscute sau determinate și ale căror valori sunt constante sau variabile după anumite legi. Ele sunt de mai multe tipuri:

- *constante* când intervin cu aceeași valoare (exemplu: erorile la diametrul unui alezaj);
- *variabile într-un sens* (exemplu: erorile cauzate de uzura sculei);
- *variabile periodice* (exemplu: erorile cauzate de variația pasului roților dințate).

În general, aceste erori pot fi diminuate sau compensate prin reglaje corespunzătoare.

Erori întâmplătoare. Sunt erori care variază la întâmplare (ca valoare și semn). Ele nu pot fi stabilite în prealabil și nu pot fi înlăturate, dar, cu ajutorul statistici matematice se poate determina influența lor asupra preciziei de prelucrare. Cauzele lor pot fi: deformății elastice neuniforme în timp ale sculelor, pieselor, dispozitivelor, variația proprietăților fizico-mecanice ale materialului prelucrat, formarea și eliminarea tăișului de depunere, etc.

Erori grosolane. Sunt erori care intervin cu valori exagerate, denaturând în mod evident rezultatele prelucrării și care apar foarte rar. Se datoresc fie neatenției operatorului fie defectării mijloacelor de lucru. Nu se ia în considerare la studierea rezultatului prelucrării.

1.4 Angrenaje cu roți dințate teflonate

1.4.1 Noțiuni generale privind teflonarea roților dințate

Materialul fluoropolimeric ce urmează a fi utilizat pentru îmbunătățirea comportării tribologice a angrenajului dințat și pentru reducerea nivelului de zgomot și vibrații va fi dispersia Xylan 1052 - produs de Whitford Plastics Ltd-Marea Britanie care se va aplica doar pe flancurile danturii roților dințate.

Dispersia Xylan 1052 este un material de acoperire fluoropolimeric, ce a fost dezvoltat de firma producătoare, pentru a îmbina proprietăți legate de o duritate mare, la temperaturi înalte, cu o excelentă rezistență la abraziune și uzură. Filmul fluoropolimeric rezultat după tratamentul termic adecvat al stratului de dispersie Xylan 1052 poate funcționa, conform celor indicate de producător, până la o presiune de contact de 343 N/mm^2 . Acest material s-a aplicat prin pulverizare, în unu, două și trei straturi, grosimea unui strat fiind de $12\text{-}20 \text{ }\mu\text{m}$, după aplicarea tratamentului termic. Conform producătorului, stratul fluoropolimeric obținut, în condițiile aplicării tratamentului termic adecvat, rezistă în funcționare la un domeniu de temperaturi cuprins între $-195 \div +285^\circ\text{C}$ [43], [44].

Materialul fluoropolimeric care s-a utilizat este sub formă de dispersie și s-a aplicat pe suprafața reperelor pregătite în prealabil, astfel încât să nu existe urme de oxizi sau impurități, precum și cu o microgeometrie care să confere bună aderență a stratului aplicat la suport.

Stratul fluoropolimeric s-a aplicat prin pulverizare, reticularea sa având loc în cadrul unui tratament termic, obținându-se un film continuu, fără pori și cu o grosime uniformă.

1.4.2 Procesul tehnologic de realizare a teflonării danturii

Fluxul tehnologic pentru acoperirea suprafeței danturii unei roți dințate cu material fluoropolimeric Xylan 1052 cuprinde următoarele etape [41]:

1. degresarea pieselor;

2. sablarea suprafețelor danturate pe care urmează a se face acoperirea cu material fluoropolimeric Xylan 1052;
3. degresarea suprafețelor danturate, pe care urmează a se face acoperirea cu material fluoropolimeric Xylan 1052;
4. aplicarea materialului fluoropolimeric Xylan 1052 în strat continuu, pe suprafața danturii;
5. tratament termic de uscare strat fluoropolimeric de Xylan 1052;
6. inspectare strat fluoropolimeric de Xylan 1052;
7. aplicarea celui de-al doilea strat de material fluoropolimeric;
8. tratament termic de uscare pentru al doilea strat de material fluoropolimeric Xylan 1052;
9. inspectare după aplicarea celui de al doilea strat fluoropolimeric de Xylan 1052;
10. tratament termic de reticulare strat fluoropolimeric de Xylan 1052;
11. control aspect strat fluoropolimeric după tratamentul termic de reticulare;
12. control duritate strat fluoropolimeric după tratament termic de reticulare

1. Degresarea pieselor

Degresarea roților dințate se va face cu tricloretilenă sau alt solvent clorurat prin imersarea în minimum două băi pentru a fi îndepărtate eventualele urme de ulei de conservare, praf, murdărie etc.

2. Sablarea suprafețelor danturate

Este absolut necesară sablarea danturii roților dințate înainte de aplicarea materialului fluoropolimeric Xylan 1052. În prealabil se va face o mascare a suprafețelor care urmează a fi protejate, folosind măști elastomerice. În cazul roților dințate se vor proteja toate suprafețele active cu excepția, evident, a suprafeței danturii care urmează a fi acoperită cu material fluoropolimeric Xylan 1052.

Sablarea se va face în incintă de sablare închisă folosind ca agent de sablare nisip cu granulația 250-375 microni. Presiunea aerului se recomandă a fi de 7 bar, pentru a fi posibilă obținerea după această operație tehnologică a unei rugozități de 10÷15 microni, care garantează o bună aderență a stratului fluoropolimeric la suportul metalic. După sablarea suprafețelor danturilor roților dințate, este interzisă atingerea acestor suprafețe.

După sablare se face demascarea suprafețelor protejate, prin îndepărtarea măștilor elastomerice. Manevrarea se va face cu mare grijă evitând atingerea sau

impurificarea suprafețelor sablate. Suprafețele sablate vor fi suflate cu aer comprimat, pentru a îndepărta eventualele urme de praf.

3. Degresarea suprafețelor danturate

Roțile dințate care urmează a fi acoperite cu material fluoropolimeric Xylan 1052 pe suprafața danturii, vor fi, după operația de sablare, degresate prin imersie în băi succesive de tricloretilenă sau alt solvent clorurat. Suprafața obținută după degresare, care urmează a fi acoperită trebuie să fie perfect curată, fără pete sau amprente.

4. Aplicarea dispersiei fluoropolimerice Xylan 1052 pe suprafața danturilor

Dispersia fluoropolimerică este aplicată cu un pistol Binks HVLP, cu un randament de depunere de 70÷80 %, net superior pistoalelor tradiționale.

Înainte de a fi aplicată pe suprafața care urmează a fi acoperită, dispersia fluoropolimerică Xylan 1052 se omogenizează, pentru a elimina orice depunere de particule solide. Se măsoară temperatura mediului înconjurător din incinta de pulverizare, recomandându-se a fi cuprinsă între 15÷30°C, pentru a asigura condițiile optime procesului de pulverizare. Se va filtra dispersia, printr-o sită de nylon cu mărimea ochiului de 200 microni, înainte de a fi introdusă în rezervorul pistolului de pulverizat.

Pentru a realiza un strat uniform pe suprafața danturii, se recomandă montarea piesei într-un dispozitiv care să permită antrenarea acesteia în mișcare de rotație, cu axa verticală, la o turație în domeniul de 10÷40 rot/ min.

Pentru a realiza un film uscat cu o grosime de 20 microni, grosimea filmului fluoropolimeric crud recomandat este de 95 microni. Piese trebuie manevrate cu multă grijă, pentru a nu atinge suprafața crudă, acoperită cu Xylan 1052.

5. Uscarea stratului fluoropolimeric de Xylan 1052 aplicat

După aplicarea stratului fluoropolimeric de Xylan 1052, roțile dințate sunt transferate pe dispozitivele pentru tratament termic și introduse în etuvă pentru tratamentul termic de uscare. Se recomandă ca imediat după ce a fost acoperită o roată dințată acesta să fie introdusă în incintă de tratament termic pentru a evita contaminarea stratului fluoropolimeric cu posibile particule de praf, scame din mediu înconjurător.

Uscarea stratului fluoropolimeric se recomandă a fi realizată la temperaturi ale suportului metalic de 100÷150°C timp de 10÷20 minute.

6. Inspectarea stratului fluoropolimeric aplicat

După uscarea stratului fluoropolimeric piesele vor fi extrase din incinta de tratament termic și menținute la temperatura ambiantă până la răcire, după care se examinează stratul fluoropolimeric aplicat, în vederea identificării eventualelor defecte. Cu ajutorul lupei se examinează cu atenție aspectul acoperirii. După uscare stratul fluoropolimeric trebuie să fie continuu, uniform, fără pete și fără pori.

Dacă se constată prezența unor defecte în această etapă a fluxului tehnologic, stratul fluoropolimeric se poate îndepărta ușor prin sablare, piesa fiind remaniată în întregime, suportul fiind salvat, fluxul tehnologic de acoperire cu dispersia fluoropolimerică Xylan 1052 putând fi reluat de la operația de sablare.

7. Aplicarea celui de-al doilea strat de material fluoropolimeric

Aplicarea celui de al doilea strat de material fluoropolimeric Xylan 1052 se face după procedeul prezentat la punctul 4.

8. Tratament termic de uscare pentru al doilea strat de material fluoropolimeric

Tratamentul termic de uscare pentru al doilea strat de material fluoropolimeric Xylan 1052 respectă recomandările de la punctul 5.

9. Inspectarea după aplicarea celui de al doilea strat fluoropolimeric

Examinarea după aplicarea celui de al doilea strat fluoropolimeric de Xylan 1052 respectă toate recomandările de la punctul 6.

10. Tratamentul termic de reticulare al stratului fluoropolimeric

Pentru tratamentul termic de reticulare al stratului fluoropolimeric aplicat pe suprafața danturii roților dințate, lotul de piese se va introduce în etuvă, piesele fiind montate pe dispozitivele de tratament termic. Temperatura recomandată pentru tratamentul termic de reticulare este de 220°C și o menținere de 20 de minute, temperatura se referă la valoarea atinsă de suportii metalici, nu de temperatura incintei de tratament termic.

11. Control aspect strat fluoropolimeric aplicat după reticulare

După reticularea stratului fluoropolimeric conform celor menționate mai sus, piesele vor fi extrase din incinta de tratament termic și menținute la temperatura ambiantă, până la răcire. După ce roțile dințate au atins temperatura ambiantă, se examinează stratul fluoropolimeric aplicat, reticulat cu privire la eventualele defecte. Cu ajutorul lupei se examinează cu atenție aspectul acoperirii. Stratul fluoropolimeric trebuie să fie continuu, uniform, fără pete și fără pori.

Dacă se constată prezența unor defecte, peste limita de acceptabilitate, stratul fluoropolimeric se poate îndepărta prin sablare, piesa fiind remaniată în întregime,

suportul fiind salvat, fluxul tehnologic de acoperire cu dispersia fluoropolimerica Xylan 1052 putând fi reluat de la operația de sablare.

12. Controlul duriții stratului fluoropolimeric aplicat după reticulare

Controlul stratului fluoropolimeric de Xylan 1052 aplicat pe suprafața danturii roților dințate cuprinde alături de controlul de aspect al stratului și controlul de duritate.

1.5 Standul de încercări experimentale

1.5.1 Considerații generale privind standurile de încercare a reductoarelor cu roți dințate cilindrice

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 cunoștințe tot mai profunde și rafinate, respectiv algoritmi performanți de sinteza optimă, 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 transmisii - în timpul funcționării [41], [44].

Testarea, cu conținutul său foarte cuprinzător - control dimensional al formei, al parametrilor cinematici, dinamici, de fiabilitate și capabilitate - răspunde obiectivului țință al managementului oricărei activități: calitatea, respectiv raportul preț/calitate.

Și în domeniul reductoarelor cu roți dințate, calitatea, în forma sa integrală - indiferent de previziunile teoretice premergătoare - este necesar a fi testată pe standul de încercare.

Astăzi, standardizarea poate fi privită ca o garanție a validității unor metode, algoritmi sau performanțe stabilite la nivel multinațional, în timp ce normativele se rezumă la faza proiectării constructive și tehnologice. În ceea ce privește structura standurilor și metodele de încercare, nu există referințe larg acceptate, ceea ce indică faptul că cercetarea relativ la testare încă nu este încheiată și deschide spațiu de studiu încă neexplorat [41].

Standurile de încercare a reductoarelor cu roți dințate se pot clasifica după o multitudine de criterii, între care cel mai important este acela care ia în considerare configurația fluxului energetic. Acesta poate avea un traseu *deschis* sau *închis*.

1.5.2 Standuri de încercare cu flux energetic deschis

Principial, standurile cu flux energetic deschis au o schemă foarte simplă (fig.1.11), care include o sursă de energie ME (motor electric, hidraulic etc.), reductorul cu roți dințate testat R și un dissipator de energie DE. Acesta poate fi o frână mecanică cu discuri sau saboți, hidraulică, pneumatică sau hidropneumatică, electrică (electromagnetică), o pompă hidraulică etc [81].

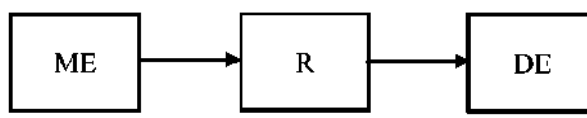


Fig. 1.11. Schema de principiu a standurilor cu flux energetic deschis

Caracteristic acestor tipuri de standuri este disiparea energiei sub formă calorică, ceea ce impune, la o funcționare de duranță, 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 [82].

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 zgomotului și vibrațiilor, pentru verificarea unor condiții de montaj, ungere, etanșare, respectiv pentru identificarea zonelor subdimensionate sau cu un grad sporit de vulnerabilitate.

Deși principal acest tip de stand are o structură aparent simplă, prezintă 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, zgomotelor și vibrațiilor, precum și cu ansambluri care completează simularea condițiilor reale de lucru, cum ar fi parametrii de mediu (temperatură, umiditatea, compoziția chimică a atmosferei etc.) sau sursele de solicitări dinamice (denivelările căii de rulare, presiunea vântului etc). Monitorizarea și controlul testării sunt asigurate prin includerea unor module electronice special create sau prin interfațare adecvată pentru legarea la un PC [41], [82].

1.5.3 Standuri de încercare cu flux energetic închis

Standurile cu flux energetic închis, numite și energorecuperative, conțin una, două sau mai multe transmisii de testat, montate simetric, în tot atâtea bucle mecanic și energetic închise [82].

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 [41], [82]:

- 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 cuplurile 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, cu ajutorul unui subansamblu mecanic simplu, de inversare a mișcării, pentru transmisiile care lucrează reversibil;
- mentinerea automată a încărcării la valorile prescrise.

1.5.4 Selectarea transmisiei. Pregătirea reductorului

Cercetările s-au făcut asupra unui reductor tip 3BH produs de NEPTUN Câmpina, existent în laboratorul doctoranzilor Facultății de Mecanică și Ingineria Materialelor din cadrul Universității "Eftimie Murgu" din Reșița.

Dimensiunile principale ale reductorului sunt prezentate în figura 1.12 și tabelul 1.1.

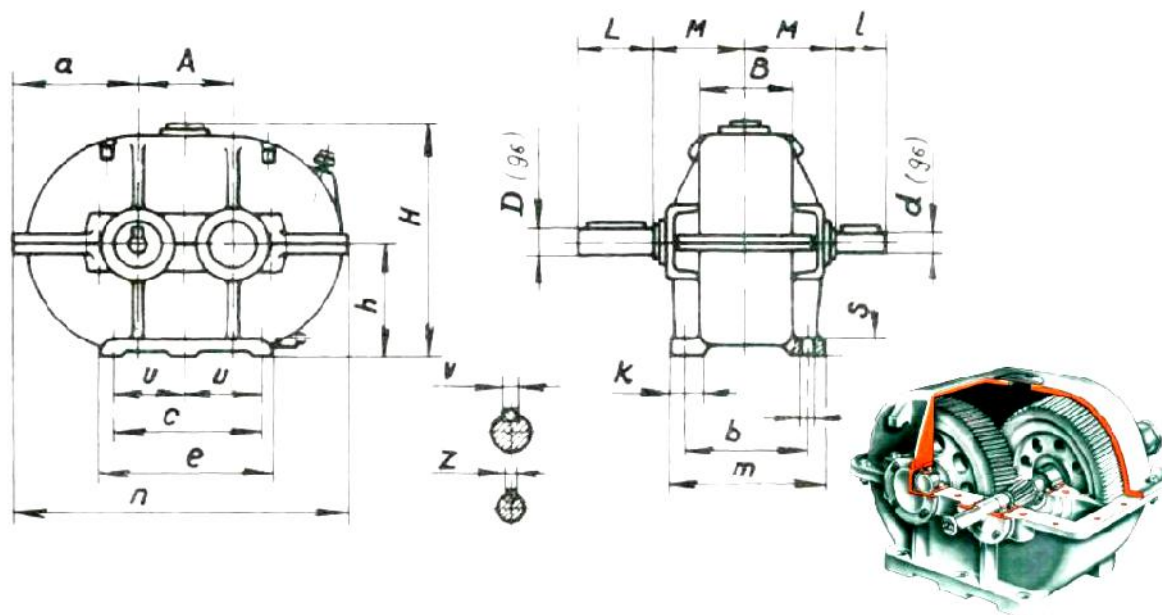


Fig. 1.12. Dimensiunile de gabarit ale reductorului

Tabelul 1.1 Dimensiunile principale ale reductorului

a	b	c	d	e	h	k	l	m	n	o	s
157	225	210	25	280	140	70	42	270	439	18	25
u	v	z	A	B	D	H	L	M	ulei (l)		masă (kg)
-	16	8	125	176	50	280	82	137	10		75

Reductorul tip 3BH este un reductor orizontal, în două trepte, cu arborii de intrare și ieșire coaxiali. Pentru eliminarea posibilei transmisii de vibrații de la o treaptă la alta, reductorul s-a transformat într-unul cu o singură treaptă, păstrându-se carcasa și deci distanța între axe $A = 125$ mm.

Noile angrenaje (pinion, roată dinată și arbore de ieșire) au fost executate de către REȘIȚA REDUCTOARE S.A. (RRR) în cadrul parteneriatului de colaborare încheiat cu Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița.

Proiectul de reechipare a reductorului este prezentat în figura 1.13.

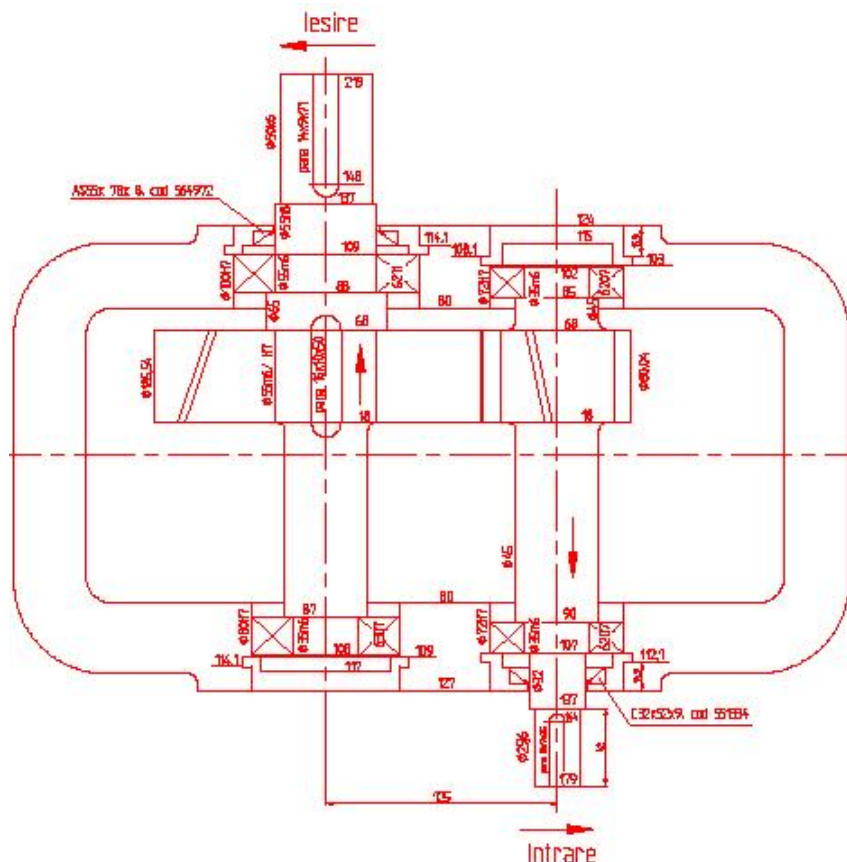


Fig. 1.13. Proiectul de reechipare al reductorului

Pentru a elimina surse nedorite de inducere a vibrațiilor, reductorul a fost echipat cu rulmenți noi, seria 6207 pe arborele de intrare și 6307, respectiv 6211, pe arborele de ieșire. Carcasa s-a verificat în laboratorul de control al RRR și s-a prelucrat suplimentar prin rectificarea planului de separație și refacerea alezajelor, pentru a elimina ca posibilă sursă de inducere a vibrațiilor o carcasă cu axe neparalele, respectiv încrucișate [41].

În primă etapă, conform [41], pentru studiul variației diversilor factori geometrici asupra nivelului de vibrații, s-au realizat patru perechi de angrenaje (pinion + roată dinată), la care s-a păstrat raportul de transmitere, dar s-a variat unghiul de înclinare al danturilor și, prin aceasta, mărimile geometrice direct legate de unghiul de înclinare

al danturii, adică: coeficienții de deplasare de profil, gradul de acoperire, diametrele de cap, divizare și fund, respectiv înălțimea dinților.

Pentru calculul geometric și de rezistență al danturilor s-a utilizat programul ZANEUX din dotarea REȘIȚA REDUCTOARE S.A., datele fiind prezentate sintetic în tabelul 1.2.

Tabelul 1.2 Datele geometrice și de rezistență al danturilor

A= 125 mm	$m_n = 4 \text{ mm}$		$z_1 / z_2 = 17 / 43$ ($i = 2,529$)	
B= 50 mm	$\alpha = 20^\circ$		joc de flanc: 0,15- 0,27 mm	
	$\beta = 9^\circ$	$\beta = 11^\circ$	$\beta = 13^\circ$	$\beta = 15^\circ$
x_1 / x_2	0,48452/ 0,47656	0,39876/ 0,34228	0,30296/ 0,18148	0,20311/ -0,00731
$\varepsilon_\alpha / \varepsilon_\beta$	1,34/ 0,62	1,39/ 0,76	1,43/ 0,90	1,48/ 1,03
ε_γ	1,96	2,15	2,33	2,51
d_{a1} / d_{a2}	80,04/ 185,28	80,04/ 185,54	80,02/ 185,79	79,99/ 185,98
d_1 / d_2	68,85/ 174,14	69,27/ 175,22	69,79/ 176,52	70,40/ 178,07
d_{f1} / d_{f2}	61,73/ 166,90	61,47/ 166,90	61,22/ 166,92	61,03/ 166,95
h_1 / h_2	18,31/ 18,38	18,57/ 18,64	18,8/ 18,87	18,96/ 19,03
alunec. Spec.	0,54/ -1,27	0,55/ -1,52;	0,57/ -1,90	0,59/ -2,52
ξ_i	0,56/ -1,16	0,60/ -1,23	0,66/ -1,33	0,72/ -1,47

În a doua etapă, conform [41], s-au realizat alte patru perechi de roți dințate a căror danturi s-au prelucrat prin rectificare, studiindu-se, prin comparație cu danturile nerectificate (doar frezate), influența clasei de precizie și abaterilor de prelucrare asupra nivelului de vibrații.

În a treia etapă de cercetare încercările experimentale s-au făcut, conform [41], pe două perechi de angrenaje (pinion + roată dințată), cu unghiul de înclinare al danturilor de 9° , respectiv 11° , cu danturile prelucrate prin frezare și pe care (danturi) s-au depus, în colaborare cu MASTER S.A. București, două straturi fluoropolimerice de Xylan 1052 – studiindu-se influența acestor acoperiri superficiale asupra nivelului de vibrații.

1.5.5 Selectarea mașinii antrenoare a reductorului

Pentru încercarea la turații variabile [41], antrenarea s-a făcut de la un motor tip GC2Pa44a, din gama de fabricație a lui UME București, care are dimensiunile principale conform figurii 1.14, respectiv datele tehnice conform tabelului 1.3.

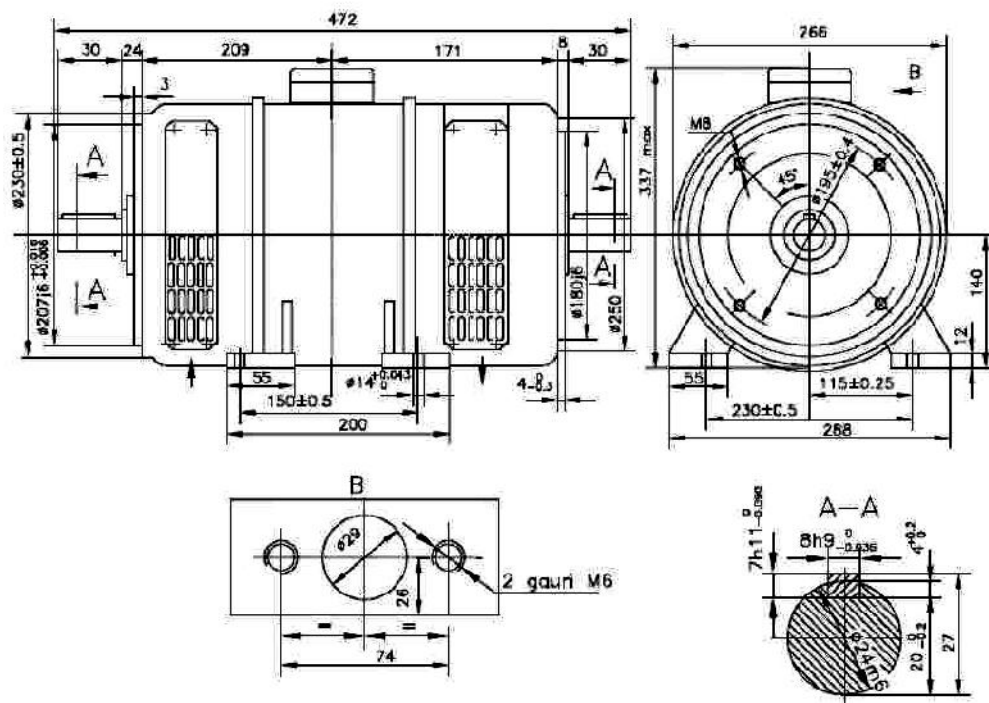


Fig. 1.14. Motor GC2Pa44a

Tabel 1.3 Datele tehnice ale motorului

Caracteristici tehnice			
Nr. Crt.	Caracteristica	UM	Valoarea
1	Putere nominală	kW	2,5
2	Tensiune	V	110
3	Curent nominal	A	31
4	Turație nominală	rot/ min	1500
5	Sens rotație	-	dreapta
6	Cuplul maxim	Nm	16

1.5.6 Selectarea sistemului de încărcare a reductorului

Ca sistem de încărcare, care să facă posibilă variația momentului de torsiune transmis de reductor, s-a ales varianta antrenării unei pompe de ulei tip KF 6/400 H30B NOB 7DP1 de fabricație KRACHT Werdohl Germania, pe următoarele considerente [41]:

- literatura studiată nu dezvoltă pe larg această variantă de frânare controlată a reductoarelor;
- pompa a fost disponibilă la RRR.

Pompa are un volum geometric de 405 cm³/rot și poate asigura o presiune maximă de 25 bar.

Execuția, respectiv dimensiunile principale ale pompei sunt prezentate în figura 1.15 și tabelul 1.4.

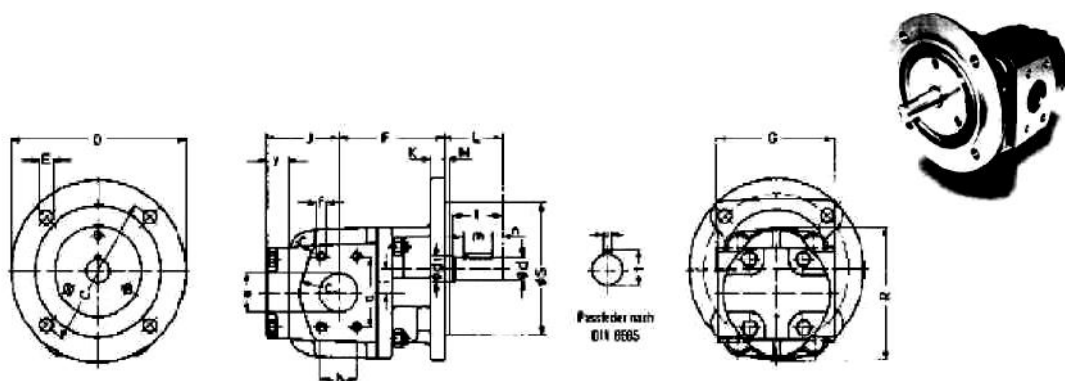


Fig. 1.15. Pompă tip KF 6/400 H30B NOB 7DP1

Tabelul 1.4 Dimesiunile principale ale pompei

a	b	c	e	f	r	C	D	E	F	G	J	K
130,2	77,8	80	100	M16-32 ad.	20	215	250	18	180	200	124	25
L	M	R	S _{h6}	i	y	d ₁	d _{k6}	l	m	n	t	u
95	8	244	180	40	24	40	38	80	63	8	41	10

1.5.7 Dotări suplimentare ale standului de încercări experimentale

Verificarea puterii transmise, respectiv a momentului de torsiune la arborele de intrare și la arborele de ieșire al reductorului, s-a făcut cu ajutorul unor flanșe torsionometrice tip T 10 FS produse de HBM Germania și aflate în dotarea laboratorului de Proiectarea Dispozitivelor și Robotică al Universității "Eftimie Murgu" din Reșița.

O vedere de ansamblu a flanșei torsionometrice, respectiv a modului de culegere a datelor este prezentată în figura 1.16.



Fig. 1.16 Flanșă torsionometrică și modulul de culegere a datelor

Aceste flanșe torsionometrice permit măsurarea momentului de torsiune transmis și a turației de lucru. S-a montat câte o astfel de flanșă pe arborele de intrare, respectiv pe arborele de ieșire al reductorului, culegerea datelor făcându-se cu ajutorul modulului MP 60.

Variația încărcării reductorului s-a făcut cu ajutorul unui robinet montat pe țeava de refulare a pompei KRACHT, prin variația presiunii, momentul de torsiune transmis măsurându-se cu ajutorul flanșelor torsionometrice.

Pentru izolarea reductorului din punct de vedere al posibilelor vibrații transmise de la mașina antrenatoare (motorul electric), respectiv mașina antrenată (pompa), s-au ales cuplaje de legătură cu benzi de cauciuc pe arborele de intrare, respectiv cu benzi

de piele pe arborele de ieșire. Aceste cuplaje au avantajul că permit decuplarea rapidă și nu necesită o aliniere, respectiv centrare riguroasă.

Schema standului, respectiv a circuitul de ulei este prezentată în figura 1.17.

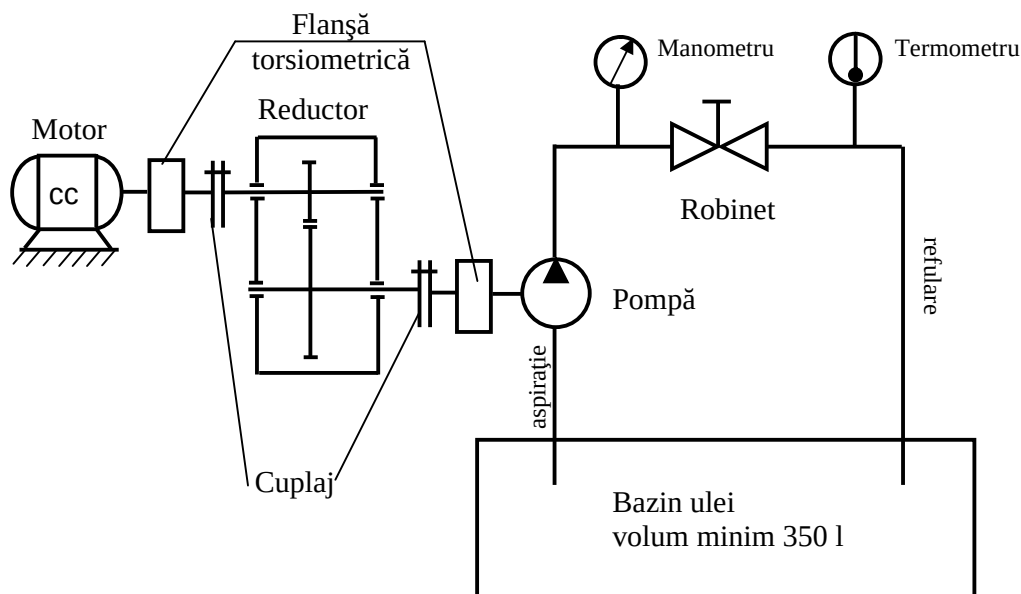


Fig. 1.17 Schema standului de încercări experimentale

1.6 Platforma de măsurare a vibrațiilor și zgomotelor

Măsurarea vibrațiilor și zgomotelor au fost efectuate prin intermediul platformei PULSE 11, existentă în dotarea Universității Eftimie Murgu Reșița, cu softul aferent (analizorul FFT (Fast Fourier Transformation) de tipul 7700) capabil de a primi semnal de la traductoare de pe patru canale, produsă de Brüell & Kjaer. Primele trei canale au fost folosite pentru accelerometrele piezoelectrice tip 4524 B (accelerometre triaxiale cu trei ieșiri independente pentru măsurări de-a lungul a trei direcții ortogonale) iar al patrulea canal a fost folosit pentru microfonul piezo cu frecvența cuprinsă între 8 Hz și 16 kHz special conceput pentru măsurătorile de sunete exacte și fiabile.

Platforma PULSE 11 se compune (așa cum este descris și de [41] la subcapitolul 2.3) din:

- **5 accelerometre piezoelectrice tip 4524 B** (v. figura 1.18):



Fig. 1.18 Accelerometru tip 4524 B

Date tehnice:

4524B este un accelerometru triaxial ușor (sub 5 grame) cu trei ieșiri independente pentru măsurări de-a lungul a trei direcții ortogonale. Posibilitatea de a monta traductorul pe cinci dintre cele șase fețe ale sale face montajul foarte flexibil și rapid. Construcția compactă și ușoară este rezultatul unui design îmbunătățit asigurat de patentul OrthoShear®.

Fixarea se face prin lipire cu adeziv tip YJ0216 (mounting wax) sau prin fixare pe suporturi de montaj (mounting clips) tip UA 1407, conform celor arătate în figura 1.19.



Fig. 1.19 Metode de fixare a accelerometrului

Domeniul de măsurare este de $\pm 500 (\pm 50) \text{ ms}^{-2} (\text{g})$

➤ **5 cabluri de legătură tip AO 0526 D 100** (v. figura 1.20) pentru culegerea măsurărilor și alimentarea accelerometrelor:



Fig. 1.20 Cabluri de legătură tip AO 0526 D 100

- **1 unitate de achiziție a datelor tip 3560 B-020** (v. figura 1.21)



Fig. 1.21 Unitate de achiziție a datelor tip 3560 B-020

Date tehnice:

Unitatea de achiziție a datelor este prevăzută cu 5 canale de intrare și un canal de ieșire care poate fi conectat prin intermediul unei interfețe LAN la calculator (prin protocol TCP/ IP), conform figurii 1.22.

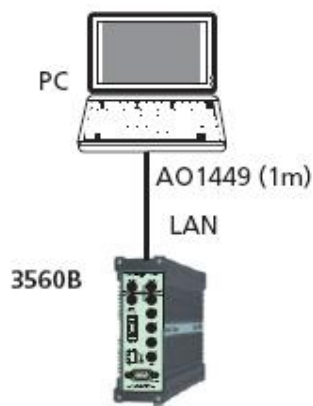


Fig. 1.22 Conectarea la calculator a unității de achiziție a datelor

Unitatea poate achiziționa și transmite semnale cu frecvența da la 0 la 25,6 kHz, construcția fiind compactă și robustă, pentru aplicații industriale și utilizare zilnică.

Alimentarea se face cu baterii care asigură o funcționare continuă timp de cinci ore sau de la o sursă de curent continuu de 10-32 V, cu o putere nominală de 14 W.

În figura 1.23 se prezintă locul de amplasare a traductoarelor de vibrații și zgomote.

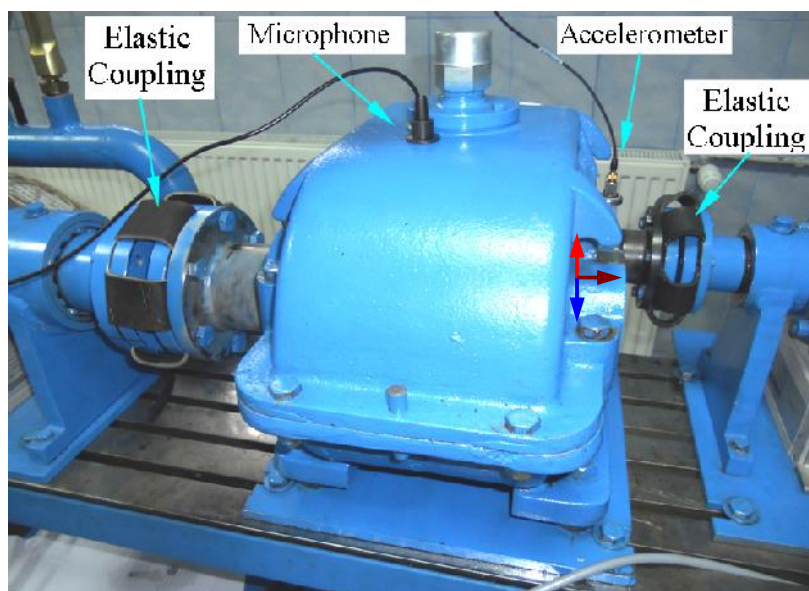


Fig. 1.23 Amplasarea traductoarelor de vibrații și zgomote

1.7 Comportamentul roților dințate teflonate privind vibrațiile unei transmisii cu roți dințate cilindrice

Conform [41] încercările experimentale au fost efectuate pe două perechi de angrenaje (pinion + roată dințată), cu unghiul de înclinare al danturilor de 9° , respectiv 11° , ale căror danturi au fost prelucrate prin frezare și pe care (danturi) s-au depus, în colaborare cu MASTER S.A. București, două straturi fluoropolimerice de Xylan 1052 a câte $20\ \mu\text{m}$ grosime – studiindu-se influența acestor acoperiri superficiale asupra nivelului de vibrații.

Pentru perechea de roți dințate cu unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$, conform [41] scăderea nivelului de vibrații măsurate pe lagărul A la turația maximă a motorului de antrenare ($n_1 = 1.500\ [\text{rot/min}]$) și la momentul maxim de încărcare ($M_{t2} = 38,5\ [\text{Nm}]$), este de:

- **70,02 %** în cazul creșterii preciziei de prelucrare a danturii din clasa a 8-a în clasa a 6-a;
- **69,22 %** în cazul teflonării danturilor, față de dantura frezată în clasa a 8-a de precizie.

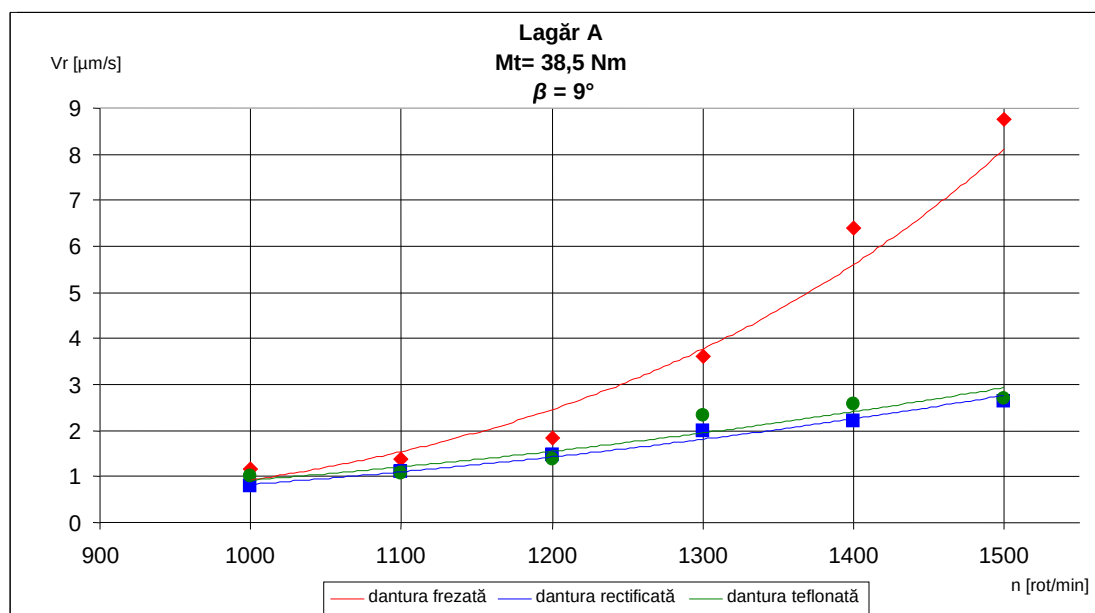


Fig. 1.24 Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de turația motorului la moment constant pentru angrenajul cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$

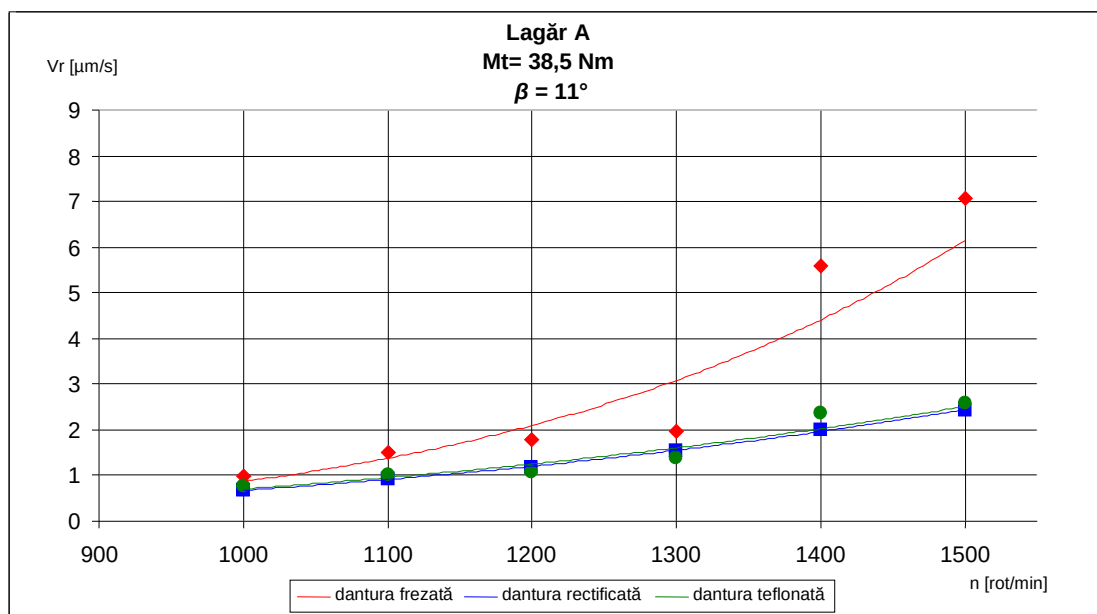


Fig. 1.25 Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de turația motorului la moment constant pentru angrenajul cu unghi de înclinare $\beta = 11^\circ$

Pentru perechea de roți dințate cu unghiul de înclinare $\beta = 11^\circ$, conform [41] scăderea nivelului de vibrații măsurate pe lagărul A la turația maximă a motorului de antrenare ($n_1 = 1.500$ [rot/min]) și la momentul maxim de încărcare ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]), este de:

➤ **65,49 %** în cazul creșterii preciziei de prelucrare a danturii din clasa a 8-a în clasa a 6-a;

➤ **63,51 %** în cazul teflonării danturilor, față de dantura frezată în clasa a 8-a de precizie.

Conform [41], așa cum reiese și din figurile 1.24 ÷ 1.25, s-a tras concluzia că în cazul roților dințate cilindrice cercetate, se pot obține scăderi la nivele similare ale amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate prin două metode:

a) creșterea preciziei de prelucrare a danturii de la clasa a 8-a la clasa a 6-a prin rectificare;

b) prin depunerea pe danturi a două straturi fluoropolimerice de Xylan 1052, a câte 20 μm grosime.

Capitolul 2. Obiectivele tezei de doctorat

Prezenta lucrare are ca scop studierea, cercetarea teoretică și experimentală în domeniul vibrațiilor și zgomotelor produse de angrenajele cilindrice cu roți dințate teflonate.

Obiectivele urmărite:

- ✓ realizarea unei sinteze a stadiului actual al cercetărilor privind comportamentul roților dințate teflonate în exploatare;
- ✓ stabilirea influenței roților dințate teflonate și a roților dințate neteflonate (frezate / rectificate) asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice;
- ✓ stabilirea influenței numărului de straturi teflonate asupra vibrațiilor și zgomotelor la angrenajele cilindrice;
- ✓ stabilirea influenței factorilor geometrici ai danturii asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice;
- ✓ stabilirea influenței preciziei de prelucrare a danturii asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice;
- ✓ stabilirea prin simulare numerică a influenței angrenajelor cilindrice cu roți dințate teflonate asupra vibrațiilor și compararea cu rezultatele experimentale.

Capitolul 3. Cercetări privind influența numărului de straturi teflonate asupra vibrațiilor și zgomotelor la angrenajele cilindrice

3.1. Influența numărului de straturi teflonate asupra vibrațiilor și zgomotelor la angrenajele cilindrice

3.1.1 Aspecte generale

Încercările experimentale s-au făcut pe o pereche de angrenaje (pinion + roată dințată), cu unghiul de înclinare al danturilor de 11° , cu danturile prelucrate prin frezare și pe care (danturi) s-au depus, în colaborare cu firma TECHNICOAT ROMÂNIA SRL Câmpina, unu, două și trei straturi fluoropolimerice de Xylan 1052, grosimea unui strat fiind de 12-20 μm , după aplicarea tratamentului termic [13], [15].

Pe suprafețele special pregătite s-a amplasat câte un accelerometru triaxial tip 4524B în vecinătatea lagărelor A și D ale reductorului, pentru măsurarea vibrațiilor (vezi figura 3.1).

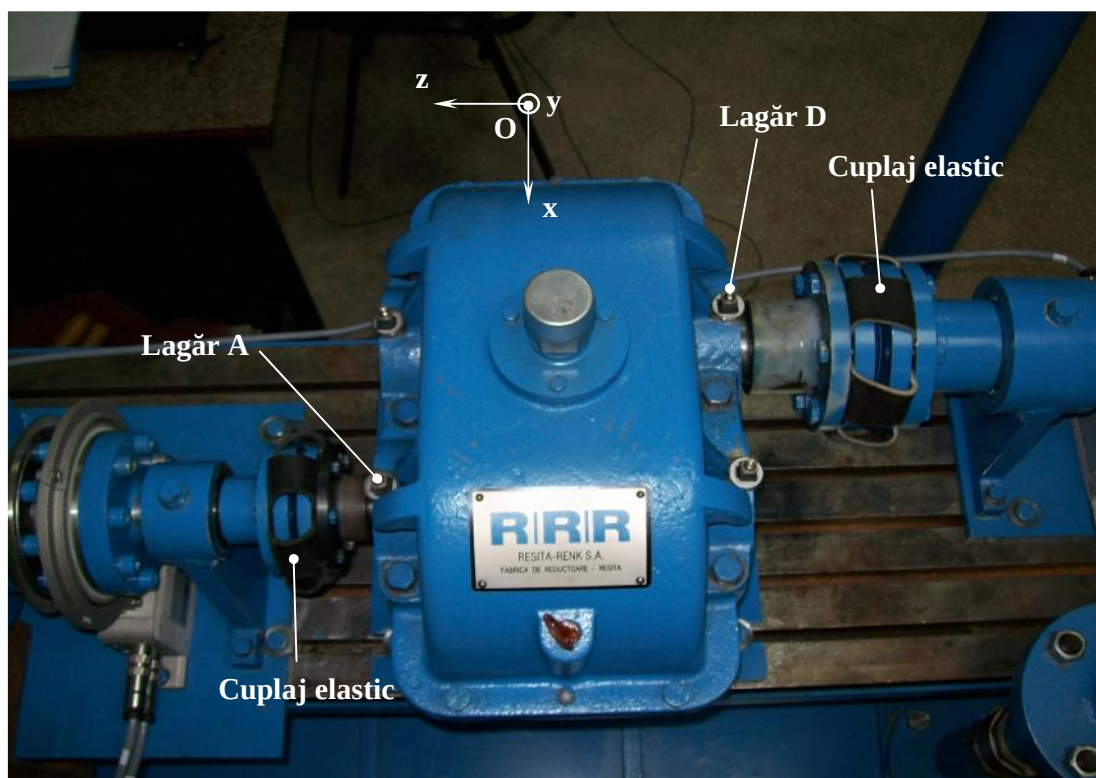


Fig. 3.1 Poziționarea lagărelor reductorului

Conform [41] în urma analizei vitezelor și accelerațiilor măsurate pe axele Ox, Oy și Oz pe toate cele patru lagăre ale reductorului (A, B, C și D) s-a ajuns la concluzia că este suficient să se aleagă, ca și puncte de măsurare a vibrațiilor, aceste două lagăre A și D, amplitudinile maxime ale accelerațiilor și vitezelor fiind cele măsurate în dreptul acestora.

Pentru măsurarea zgomotului s-a amplasat un microfon piezo în punctul cel mai îndepărtat al reductorului, față de angrenajele cilindrice, carcasa superioară, așa cum se prezintă în figura 3.2, [12], [13], [15].

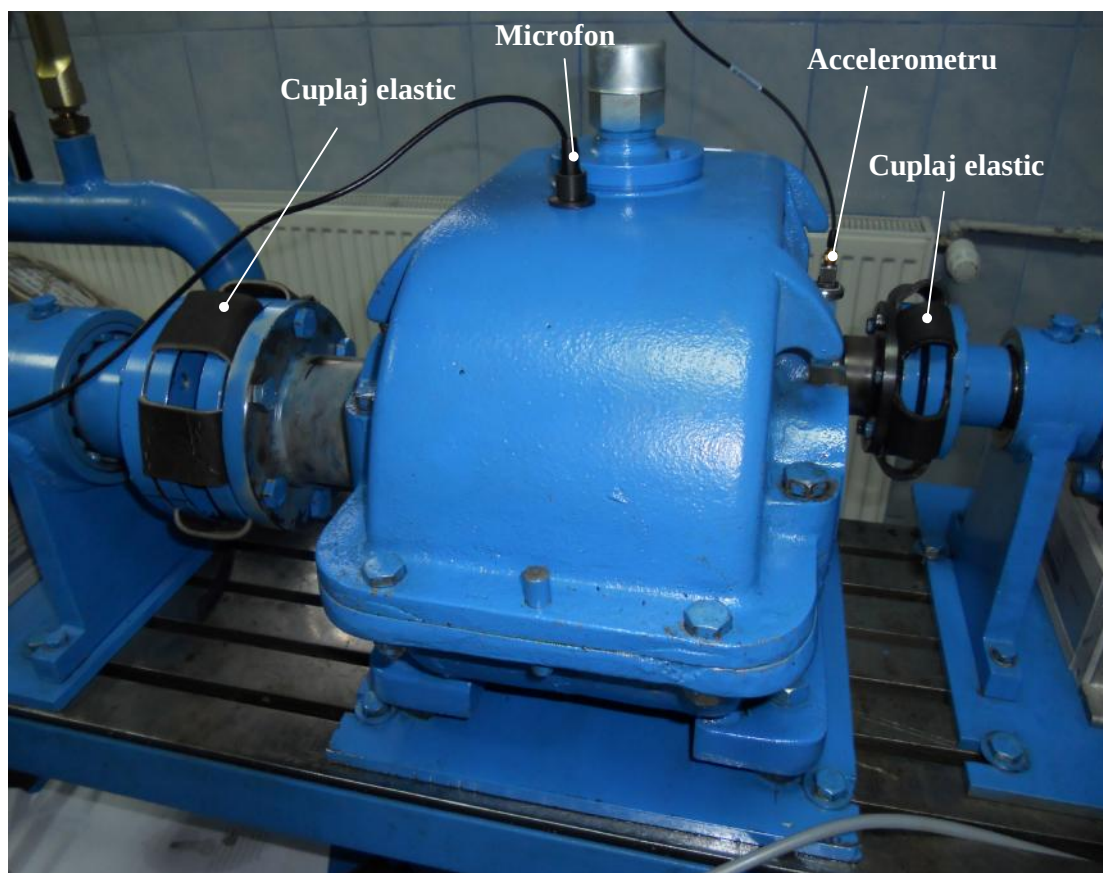


Fig. 3.2 Amplasarea microfonului

Pe parcursul determinărilor experimentale culegerea datelor s-a făcut la aceleași șase trepte de turație ale motorului de antrenare: $n_1 = 1.000, 1.100, 1.200, 1.300, 1.400$ și 1.500 [rot/min]. Nu s-au făcut măsurători de vibrații și zgomote la turații sub 1.000 [rot/min], conform [41] din următoarele considerente:

- efectele dinamice devin evidente la creșterea turației, la turații mici neputându-se trage concluzii relevante;

- pompa cu roți dințate, folosită pe post de frână, nu lucrează optim în domeniul de turații sub 390 [rot/min] ($n_2 = n_1 / i = 1000 / 2,59 = 395,3$ [rot/min]).

Pentru fiecare turație în parte, s-au făcut măsurători de vibrații și zgomote la aceleași opt trepte ale momentului de încărcare: $M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm]. Valorile extreme conform [41] au rezultat din condițiile specifice ale standului de probe realizat:

- valoarea minimă a momentului de încărcare ($M_{t2} = 16$ [Nm]) a rezultat la turația de 1.500 [rot/min] a motorului de antrenare, la temperatura de 45°C a uleiului vehiculat de pompă și la rezistența hidraulică minimă pe circuitul de refulare al pompei, atunci când robinetul de reglare este complet deschis; așadar momentul de frânare minim este momentul necesar antrenării în gol a pompei, la turația nominală a motorului electric (1.500 [rot/min]);

- valoarea maximă a momentului de încărcare ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) a rezultat din condiția de a nu depăși semnificativ momentul nominal al motorului de antrenare ($M_{t1} = 16$ [Nm]), valoare ce s-a putut citi pe display-ul modulului de culegere a datelor MP 60, atașat la flanșa torsionometrică T 10 FS de pe arborele de intrare.

Pentru că s-a dorit să se studieze doar vibrațiile și zgomotele produse de roțile dințate, înregistrându-se vârfurile (amplitudinile) vitezelor și accelerațiilor măsurate la frecvența de angrenare, respectiv armonicile acestora, s-a apelat la analiza FFT (Fast Fourier Transformation) [12], [13]. Valorile acestor frecvențe sunt indicate în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1 Frecvențele de angrenare ale pinionului și roții dințate

Turația motorului n_1 [rot/min]	1.000	1.100	1.200	1.300	1.400	1.500
frecvența de angrenare f_z [Hz]	283,33	311,67	340,00	368,33	396,67	425,00
a 2-a armonică a f_z [Hz]	566,67	623,33	680,00	736,67	793,33	850,00
a 3-a armonică a f_z [Hz]	850,00	935,00	1020,00	1105,00	1190,00	1275,00

Peste vârfurile accelerațiilor și vitezelor măsurate la aceste frecvențe, este posibil să se suprapună și alte vârfuri, ca de exemplu, cele corelate cu următoarele frecvențe specifice cinematicii și dinamicii rulmenților:

- frecvența de rotație a inelului interior:

$$f_i = \frac{n}{60} \text{ [Hz]}; \quad (3.1)$$

- frecvența de rotație a coliviei față de inelul exterior fix:

$$f_{ce} = n(1 - D_w \cos \alpha / d_m) / 120; \quad (3.2)$$

- frecvența de rotație a coliviei față de inelul interior în rotație:

$$f_{ci} = n(1 + D_w \cos \alpha / d_m) / 120; \quad (3.3)$$

- frecvența de rotație a corpurilor de rulare față de inelul exterior fix:

$$f_{be} = nd_m \left[1 - (D_w \cos \alpha / d_m)^2 \right] / (120 D_w) \quad (3.4)$$

în care:

n – turația arborelui și a diametrului interior [rot/min];

D_w – diametrul corpului de rulare [mm];

d_m – diametrul mediu al rulmentului [mm];

α – unghiul de contact [°].

De-a lungul determinărilor experimentale s-au folosit rulmenți noi care s-au controlat înainte de fiecare set de măsurători astfel aportul eventualelor vârfuri ale amplitudinilor vibrațiilor și zgomotelor datorate rulmenților este mereu același și se consideră constant.

Cu ajutorul rapoartelor de măsurare generate de programul PULSE (programarea sistemului de măsurare a vibrațiilor și zgomotelor PULSE s-a făcut conform [41], subcapitolul 3.3) s-au determinat [12], [13], [15]:

- amplitudinea maximă a vitezelor și accelerațiilor măsurate în planul radial pe axele Ox și Oy la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;
- amplitudinea maximă a vitezelor și accelerațiilor măsurate în direcție axială Oz la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;
- amplitudinea maximă a zgomotului măsurat pe carcasa superioară.

3.1.2 Determinări experimentale asupra vibrațiilor și zgomotelor, pentru un strat de teflon, la diferiți parametri de funcționare

În figurile 3.3 ÷ 3.5 se prezintă variația vârfurilor de viteză, pe cele trei axe (Ox, Oy și Oz) pentru lagărul A și lagărul D, măsurate la frecvența de angrenare sau armonici ale acesteia, la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

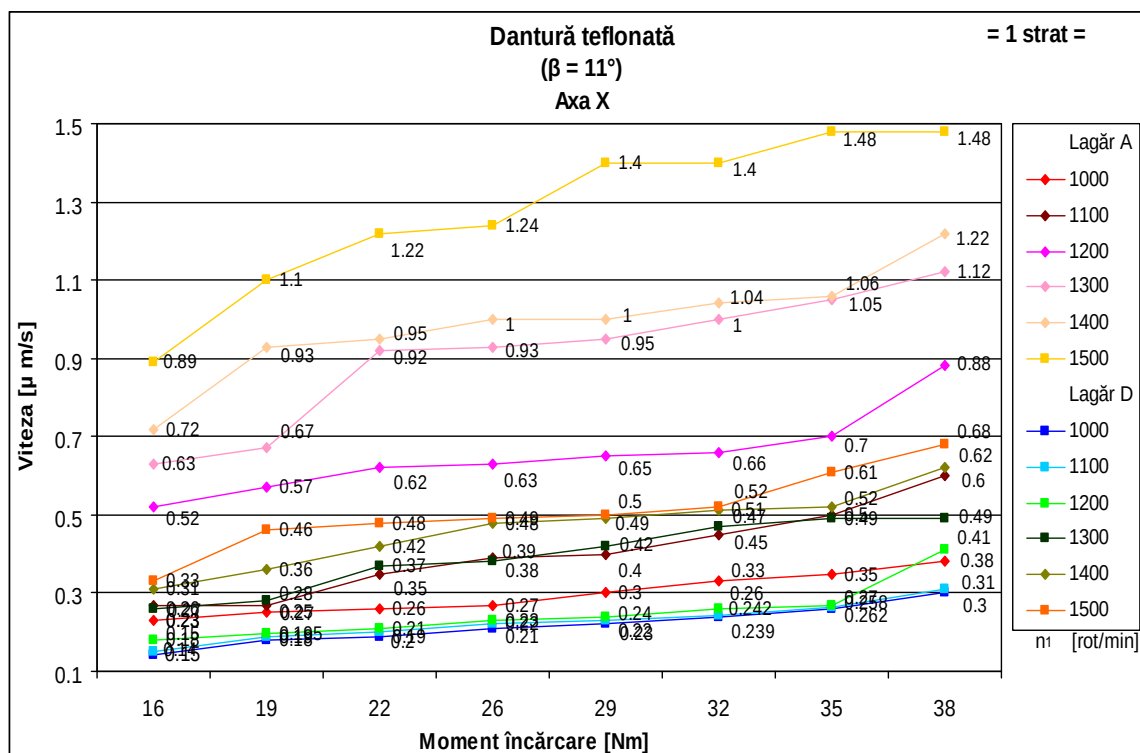


Fig. 3.3 Variația vârfului vitezelor de pe axa „X” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

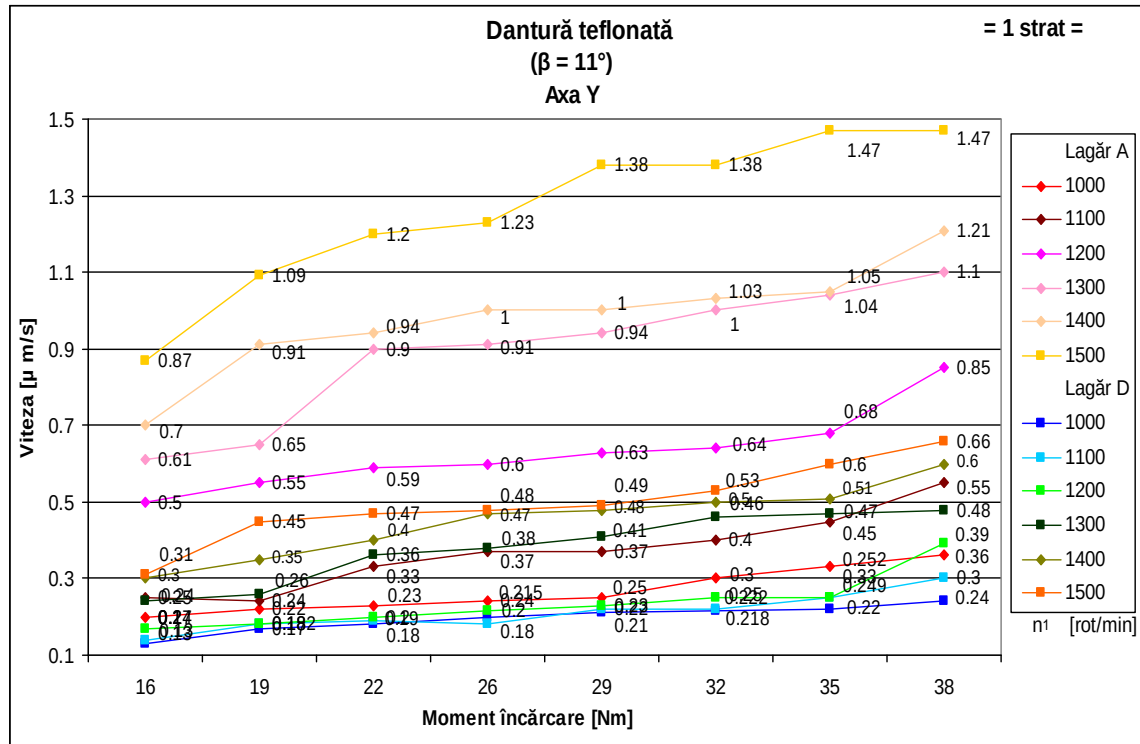


Fig. 3.4 Variația vârfului vitezelor de pe axa „Y” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

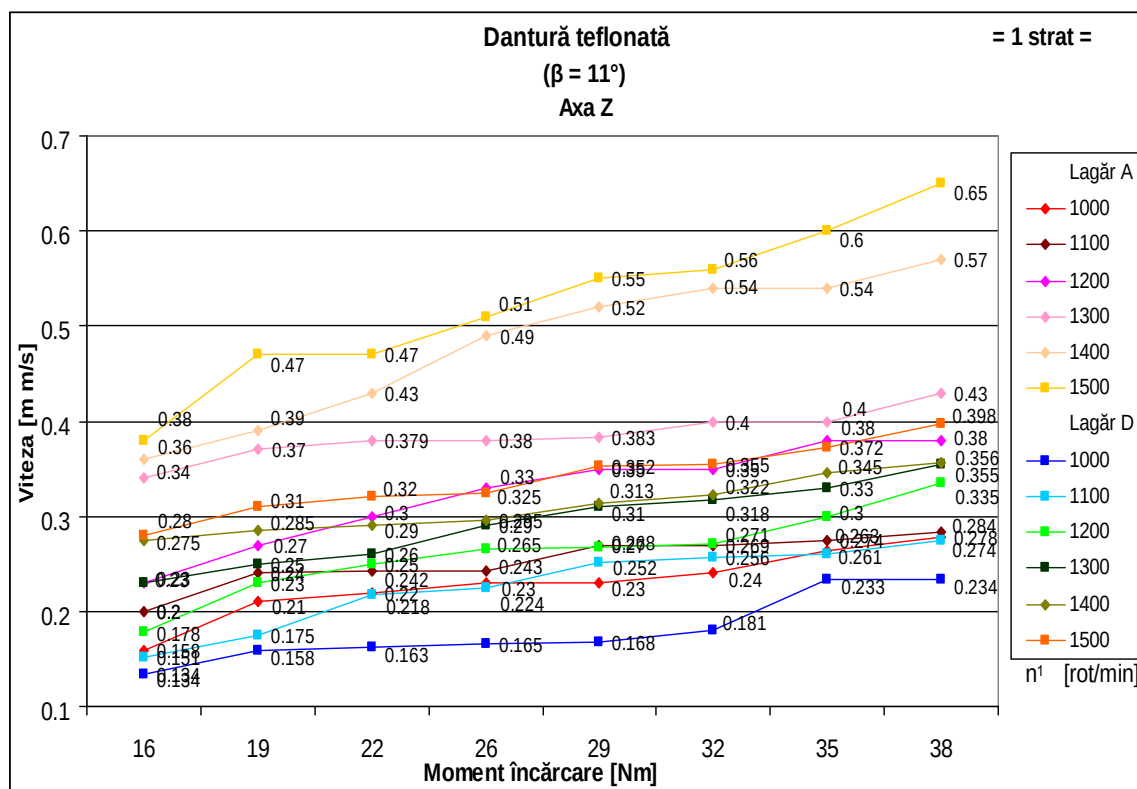


Fig. 3.5 Variația vârfurilor vitezelor de pe axa „z” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficelor prezentate în figurile 3.3 ÷ 3.5 se pot observa următoarele:

- amplitudinile vitezelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile vitezelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile vitezelor axiale (de pe axa Oz) sunt mai mici decât amplitudinile vitezelor radiale (de pe axa Ox și Oy);
- amplitudinile vitezelor de pe lagărul D sunt mai mici decât amplitudinile vitezelor pe lagărul A, datorită faptului că roata de ieșire are o turație mai mică față de cea a pinionului de intrare.

În figurile 3.6 ÷ 3.8 se prezintă variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor, pe cele trei axe (Ox, Oy și Oz) pentru lagărul A și lagărul D, măsurate la frecvența de angrenare sau armonici ale acesteia, la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

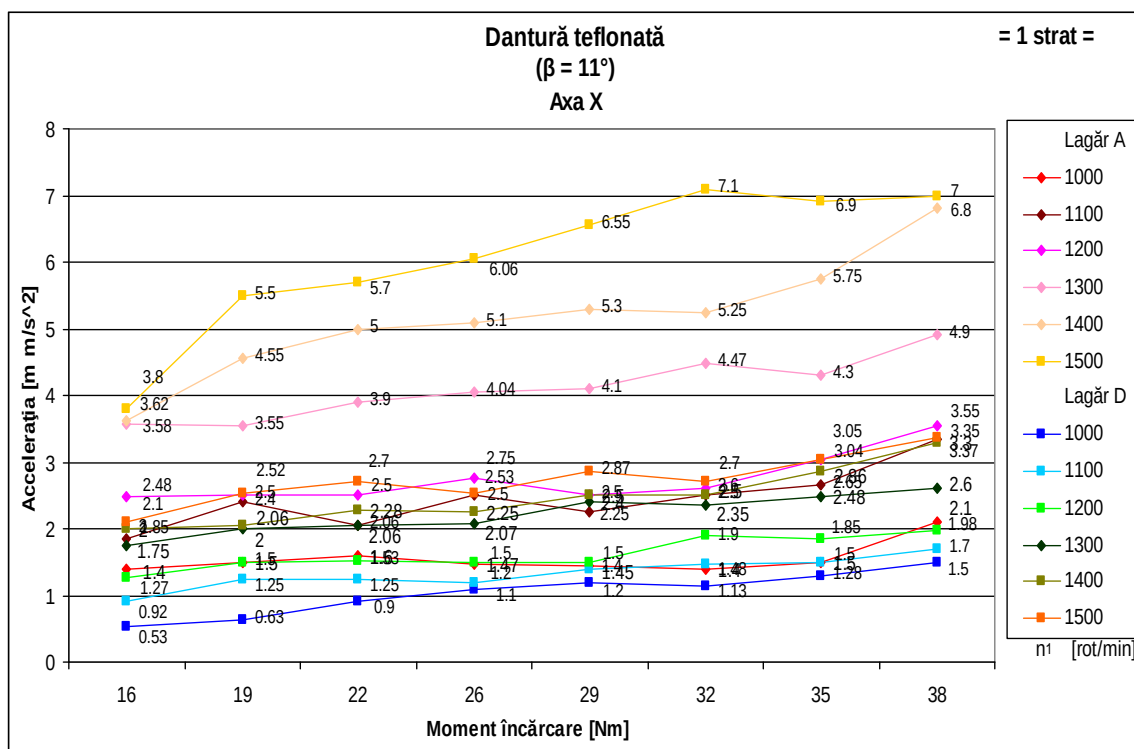


Fig. 3.6 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „x” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

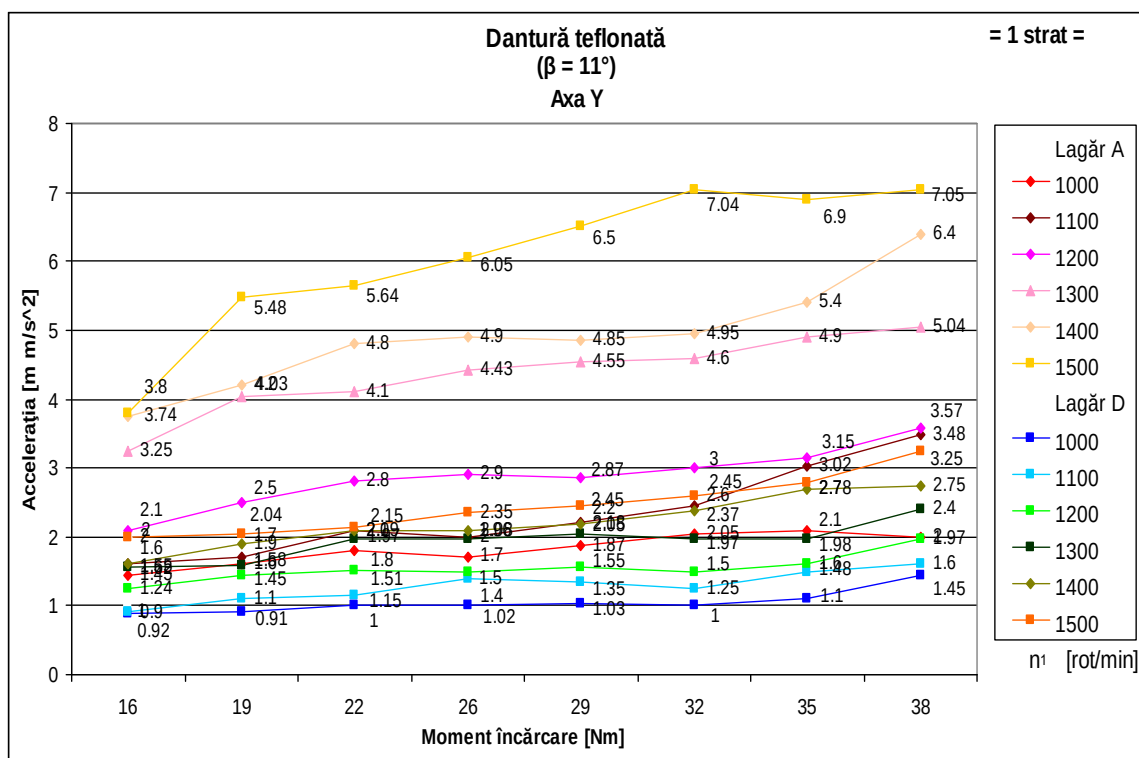


Fig. 3.7 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

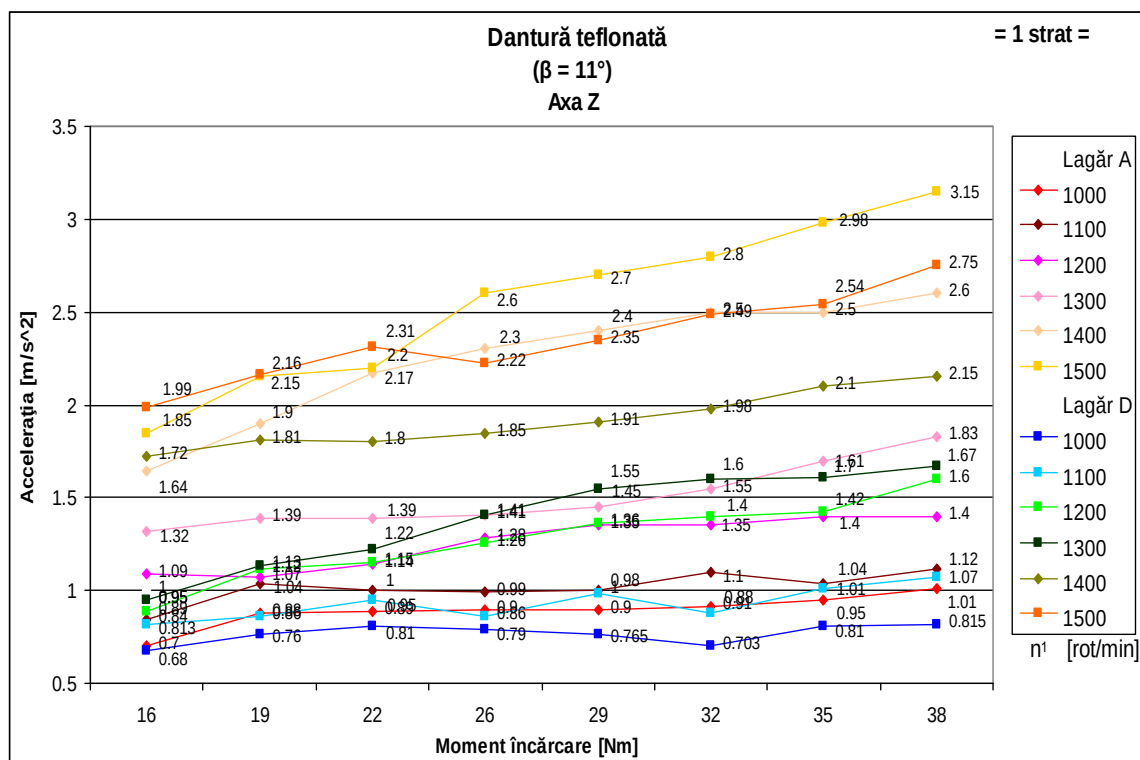


Fig. 3.8 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „z” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficelor prezentate în figurile 3.6 ÷ 3.8 se pot observa următoarele:

- amplitudinile accelerațiilor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile accelerațiilor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile accelerațiilor axiale (de pe axa Oz) sunt mai mici decât amplitudinile accelerațiilor radiale (de pe axa Ox și Oy);
- amplitudinile accelerațiilor radiale de pe lagărul D sunt mai mici decât amplitudinile accelerațiilor radiale de pe lagărul A;
- amplitudinile accelerațiilor axiale de pe lagărul A sunt apropiate ca valoare de amplitudinile accelerațiilor axiale de pe lagărul D.

În figura 3.9 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

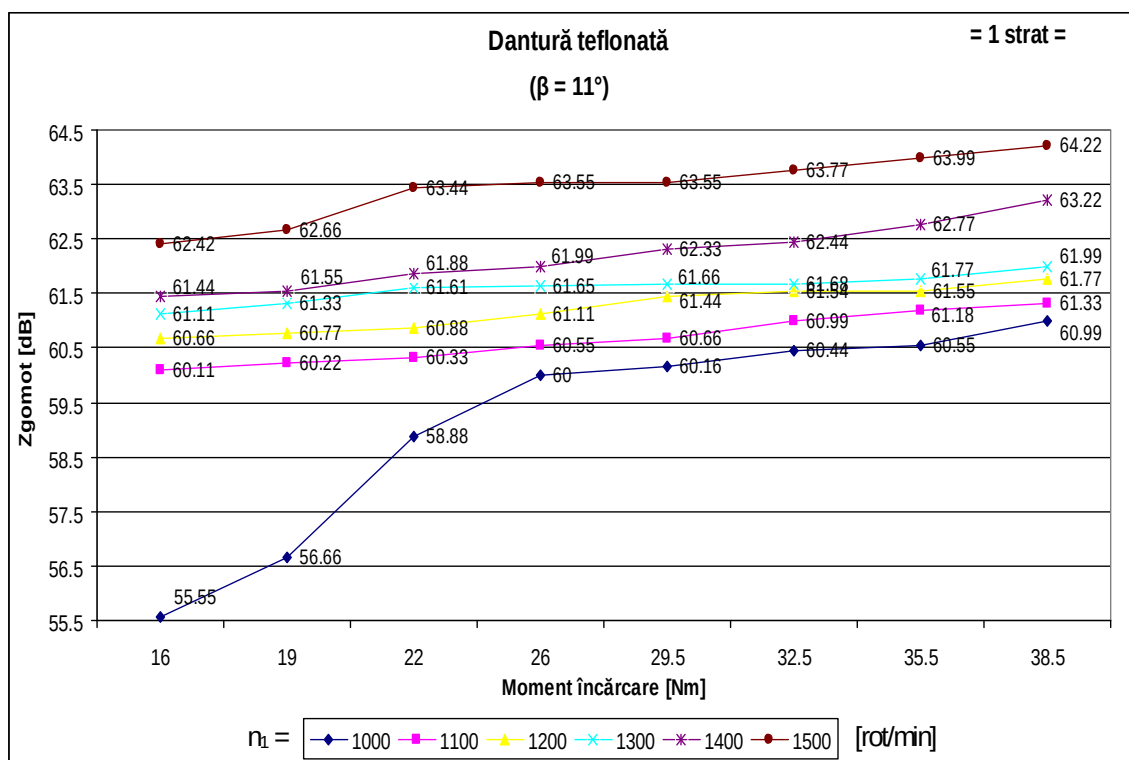


Fig. 3.9 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric acoperit cu un strat de teflon la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 3.9 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice.

3.1.3 Determinări experimentale asupra vibrațiilor și zgomotelor, pentru două straturi de teflon, la diferiți parametri de funcționare

În figurile 3.10 ÷ 3.12 se prezintă variația vârfurilor de viteză, pe cele trei axe (O_x , O_y și O_z) pentru lagărul A și lagărul D, măsurate la frecvența de angrenare sau armonici ale acesteia, la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

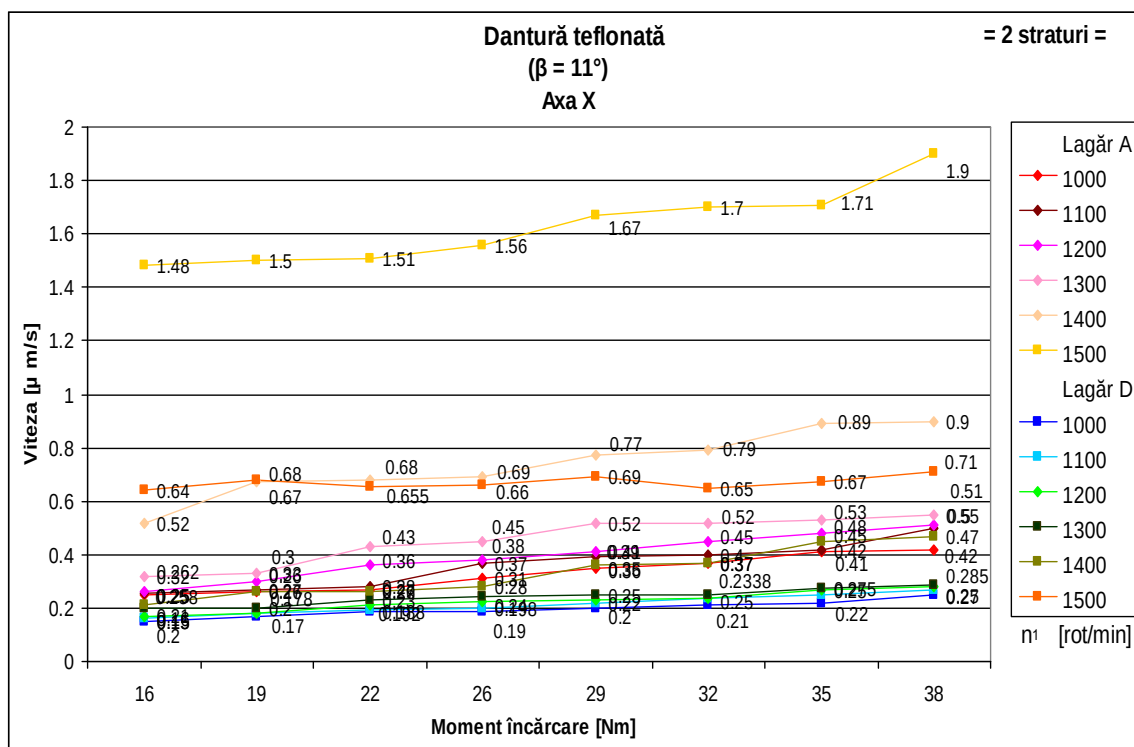


Fig. 3.10 Variația vârfurilor vitezelor de pe axa „x” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și rotații

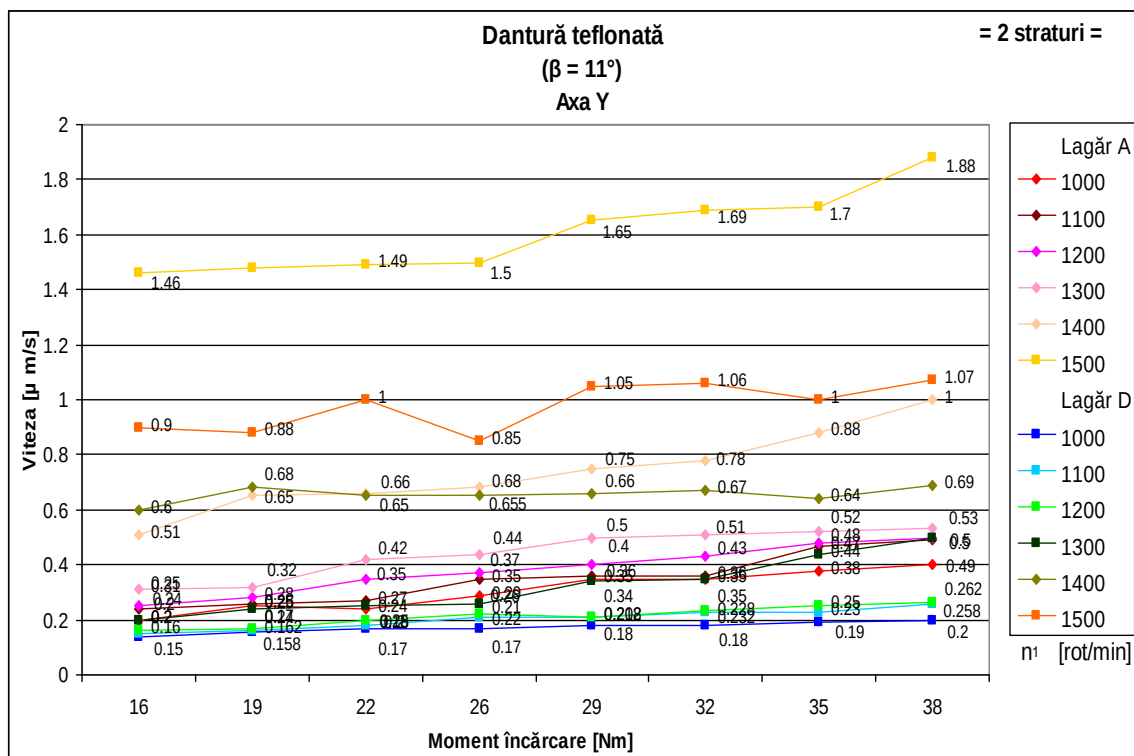


Fig. 3.11 Variația vârfurilor vitezelor de pe axa „y” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și rotații

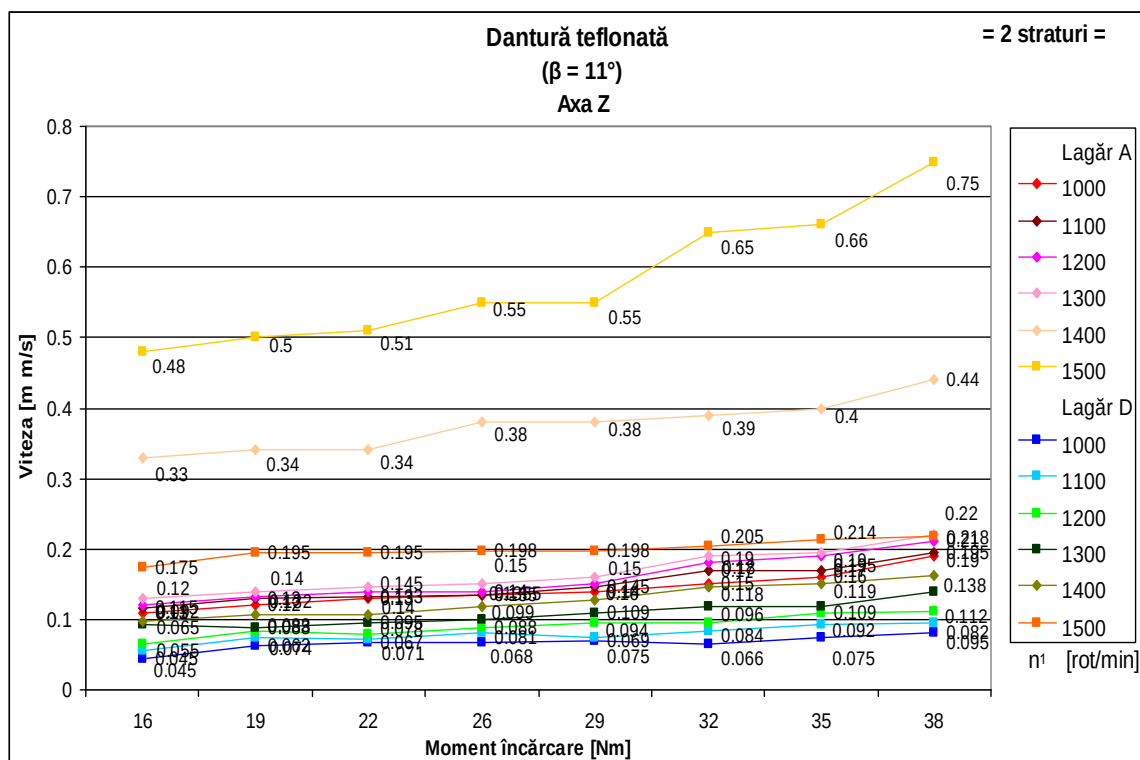


Fig. 3.12 Variația vârfurilor vitezelor de pe axa „z” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficelor prezentate în figurile 3.10 ÷ 3.12 se pot observa următoarele:

- amplitudinile vitezelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile vitezelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile vitezelor axiale (de pe axa Oz) sunt mai mici decât amplitudinile vitezelor radiale (de pe axa Ox și Oy);
- amplitudinile vitezelor de pe lagărul D sunt mai mici decât amplitudinile vitezelor de pe lagărul A.

În figurile 3.13 ÷ 3.15 se prezintă variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor, pe cele trei axe (Ox, Oy și Oz) pentru lagărul A și lagărul D, măsurate la frecvența de angrenare sau armonici ale acesteia, la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

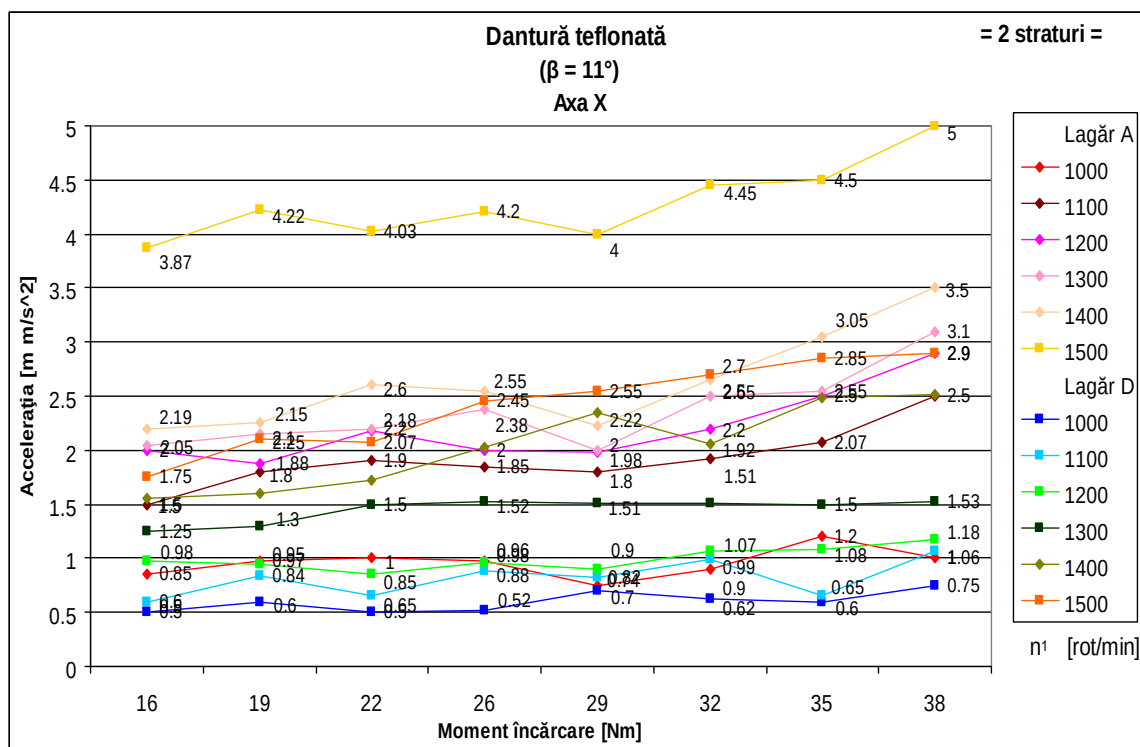


Fig. 3.13 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „x” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

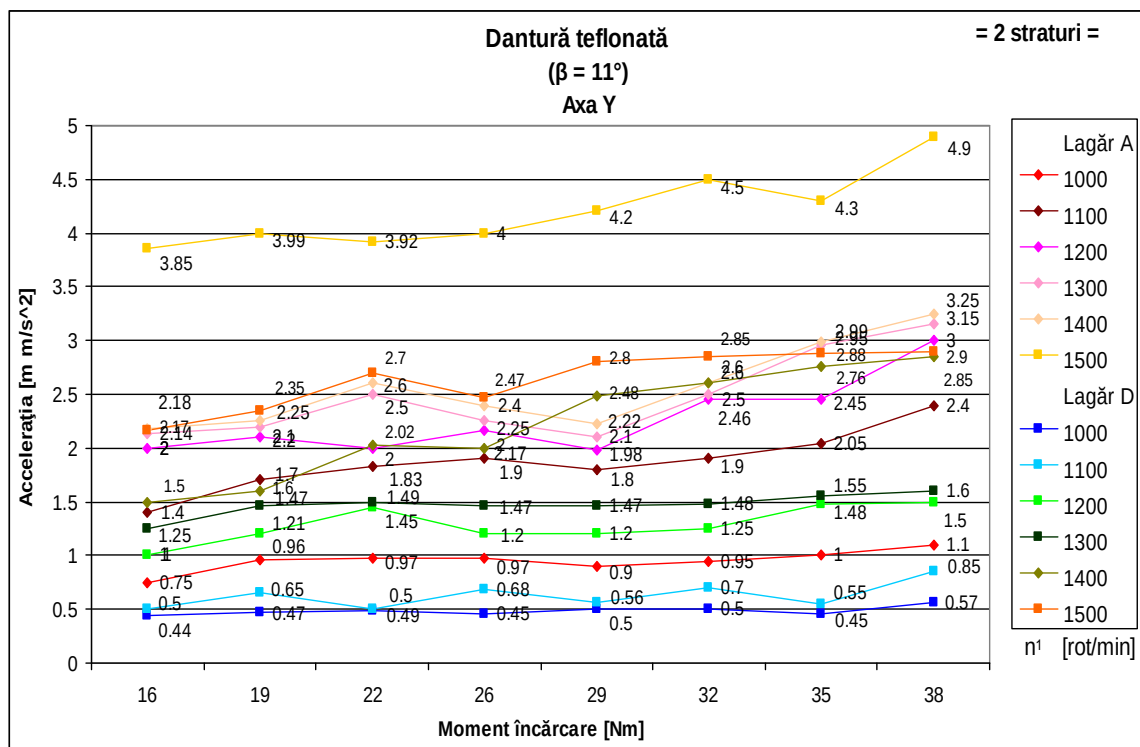


Fig. 3.14 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

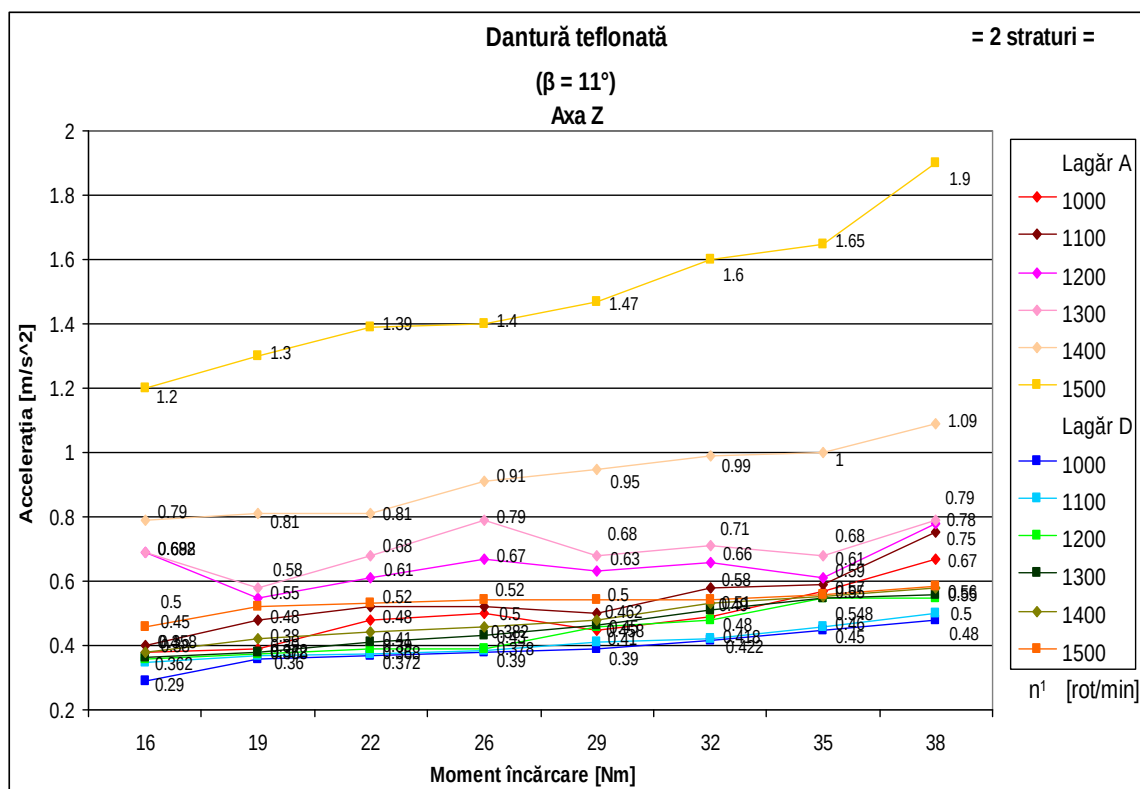


Fig. 3.15 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „z” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficelor prezentate în figurile 3.13 ÷ 3.15 se pot observa următoarele:

- amplitudinile accelerațiilor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile accelerațiilor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile accelerațiilor axiale (de pe axa Oz) sunt mai mici decât amplitudinile accelerațiilor radiale (de pe axa Ox și Oy);
- amplitudinile accelerațiilor axiale de pe lagărul D sunt mai mici decât amplitudinile accelerațiilor axiale de pe lagărul A;
- amplitudinile accelerațiilor danturii teflonate cu două straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052 sunt mai mici decât amplitudinile accelerațiilor danturii acoperite cu un strat de teflon.

În figura 3.16 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

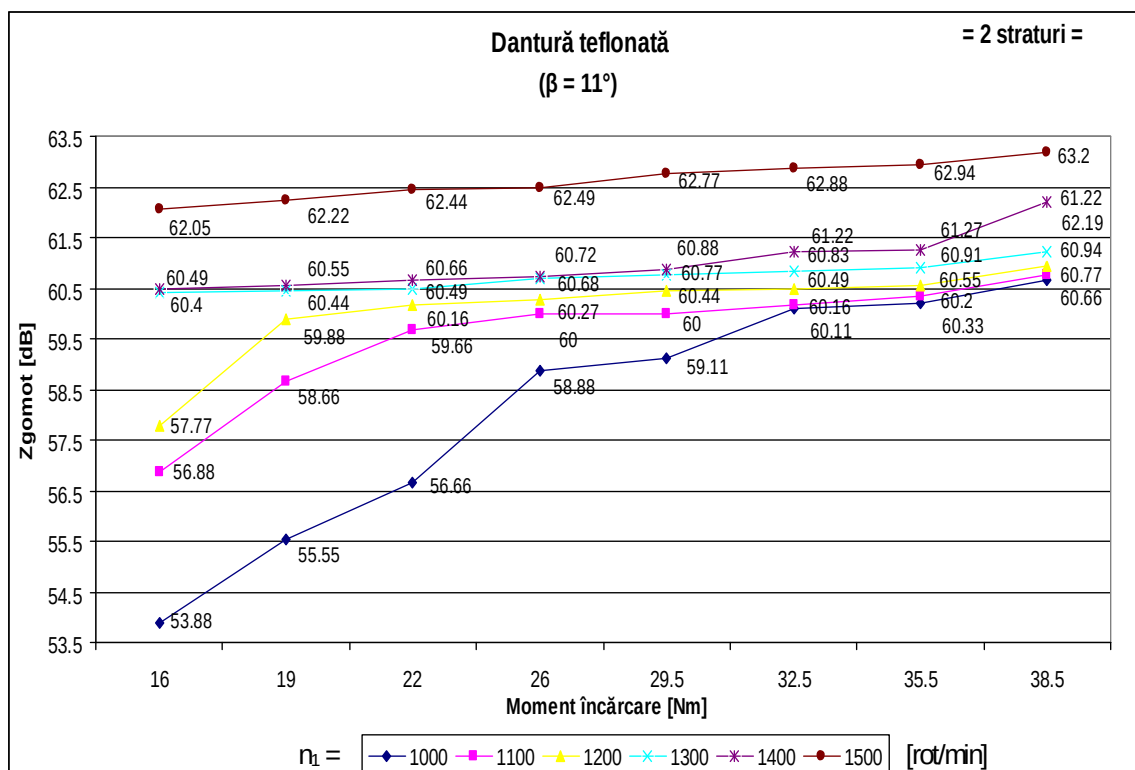


Fig. 3.16 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric acoperit cu două straturi de teflon la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 3.16 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor danturii teflonate cu două straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052 sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii acoperite cu un strat de teflon.

3.1.4 Determinări experimentale asupra vibrațiilor și zgomotelor, pentru trei straturi de teflon, la diferiți parametri de funcționare

În figurile 3.17 ÷ 3.19 se prezintă variația vârfurilor de viteză, pe cele trei axe (Ox, Oy și Oz) pentru lagărul A și lagărul D, măsurate la frecvența de angrenare sau armonici ale acesteia, la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

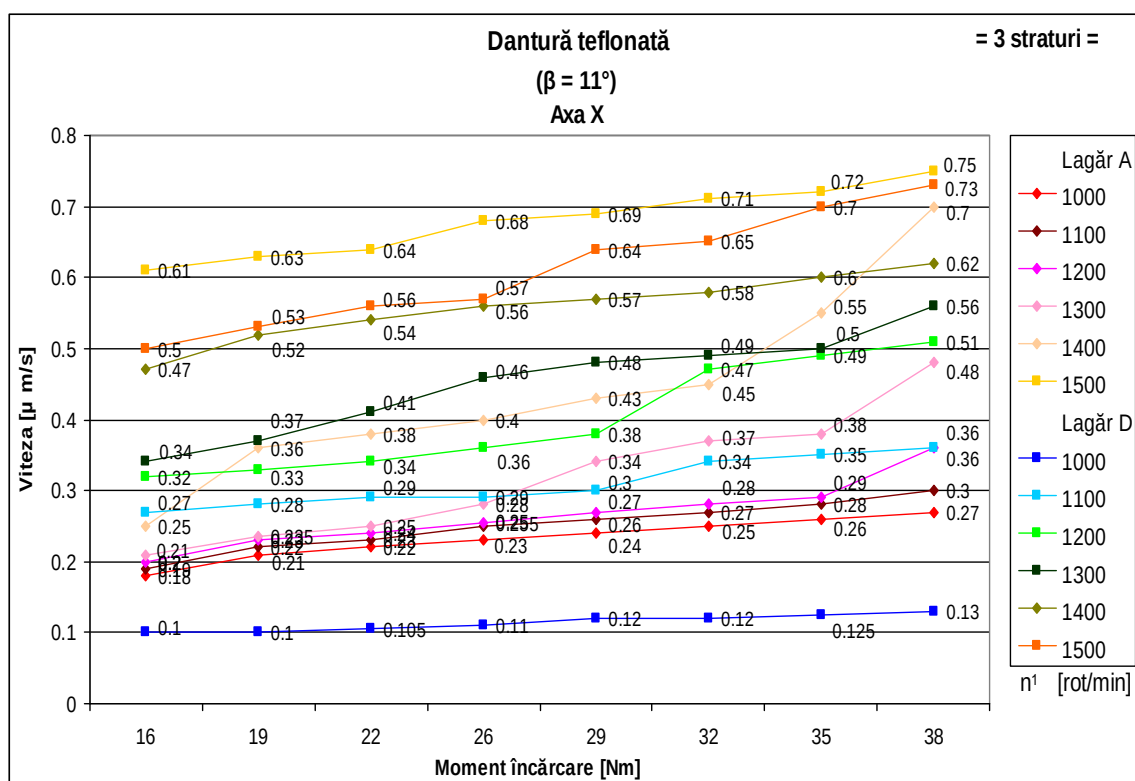


Fig. 3.17 Variația vârfurilor vitezelor de pe axa „x” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

Așa cum se observă din graficele prezentate în figurile 3.17 și 3.18 amplitudinile accelerațiilor radiale de pe lagărul A sunt apropiate ca valoare de amplitudinile accelerațiilor radiale de pe lagărul D.

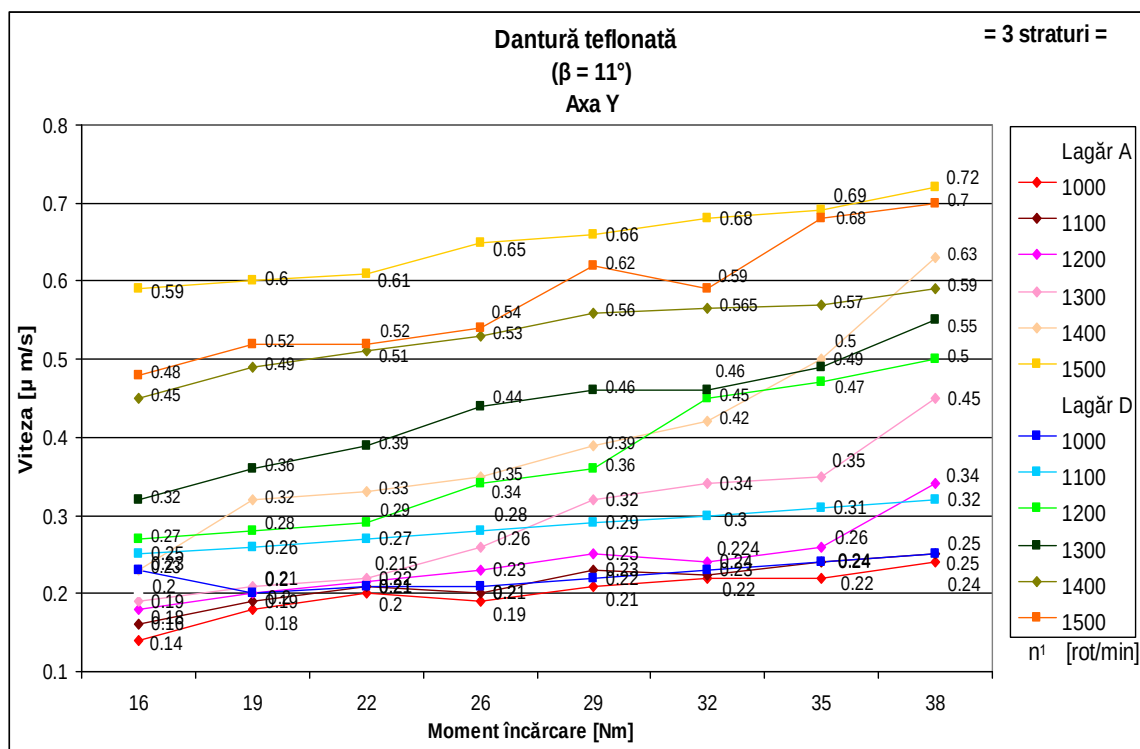


Fig. 3.18 Variația vârfurilor vitezelor de pe axa „y” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

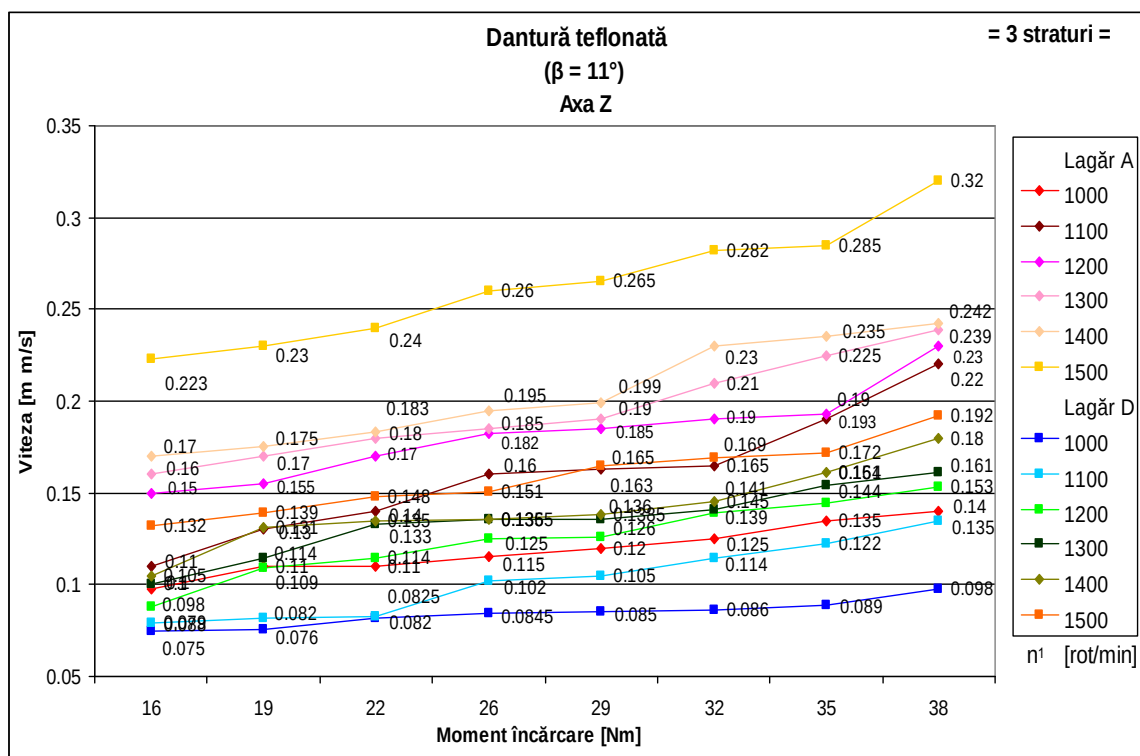


Fig. 3.19 Variația vârfurilor vitezelor de pe axa „z” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficelor prezentate în figurile 3.17 ÷ 3.19 se mai pot observa următoarele:

- amplitudinile vitezelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile vitezelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile vitezelor axiale (de pe axa Oz) sunt mai mici decât amplitudinile vitezelor radiale (de pe axa Ox și Oy);
- amplitudinile vitezelor danturii teflonate cu trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052 sunt mai mici decât amplitudinile vitezelor danturii acoperite cu un strat, respectiv cu două straturi de teflon.

În figurile 3.20 ÷ 3.22 se prezintă variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor, pe cele trei axe (Ox, Oy și Oz) pentru lagărul A și lagărul D, măsurate la frecvența de angrenare sau armonici ale acesteia, la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

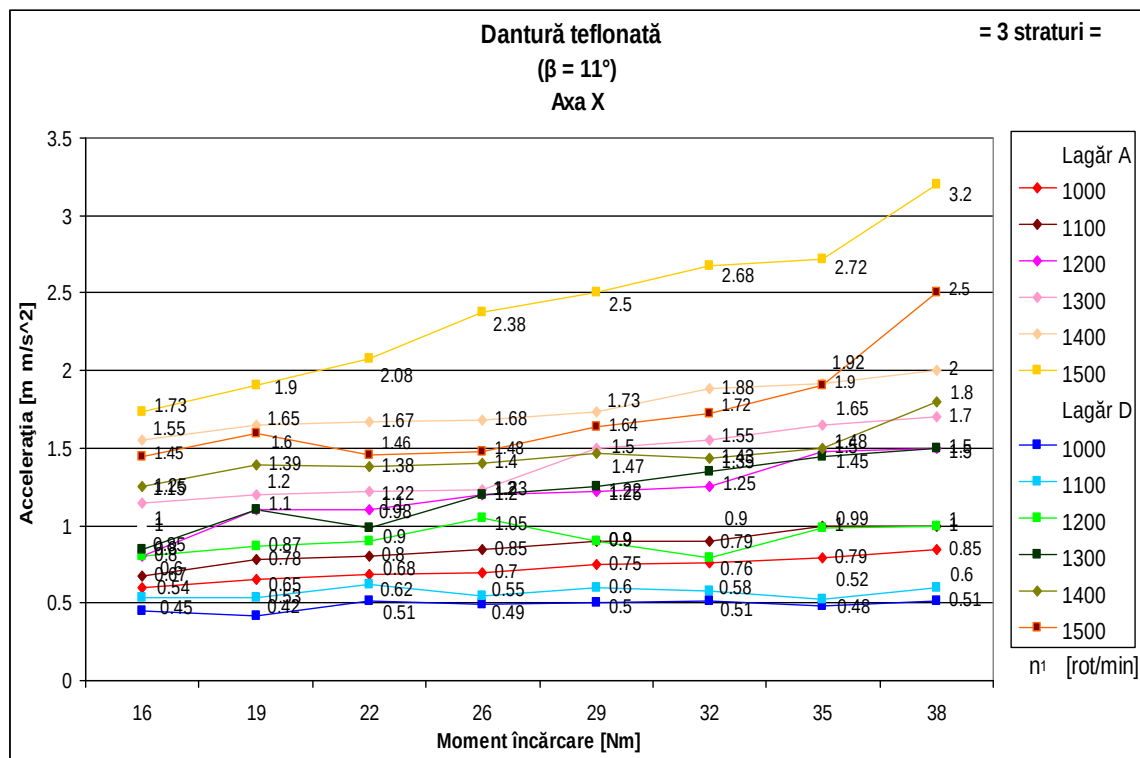


Fig. 3.20 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „x” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

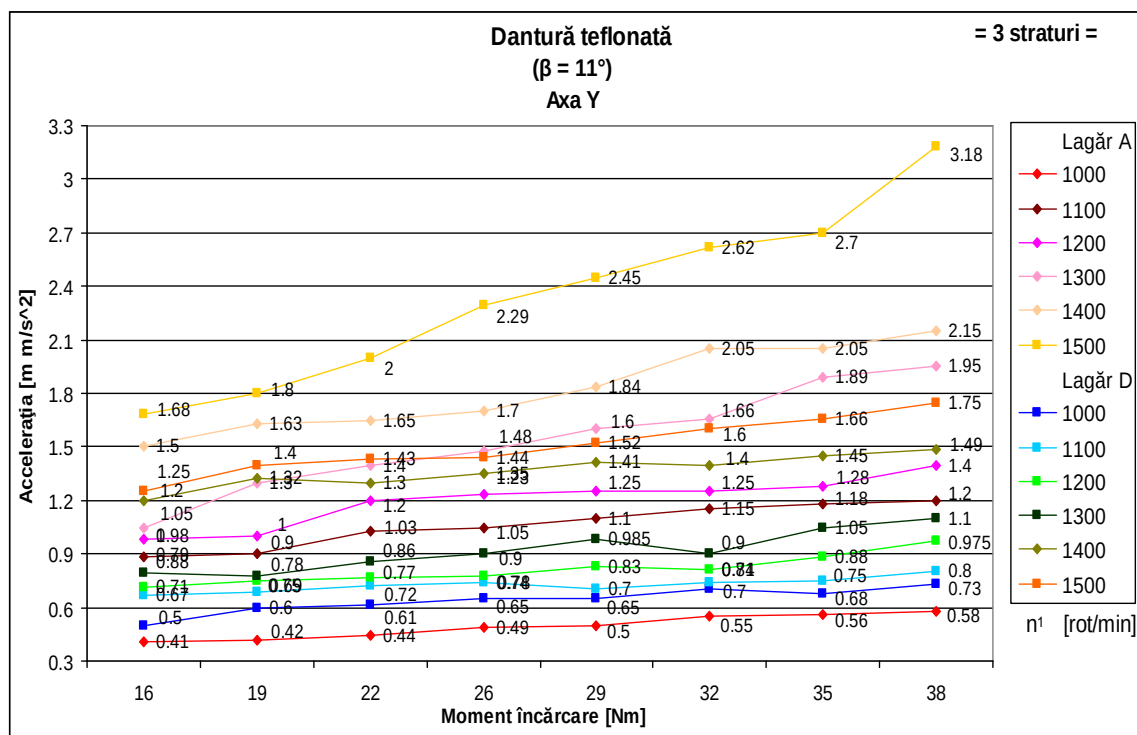


Fig. 3.21 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

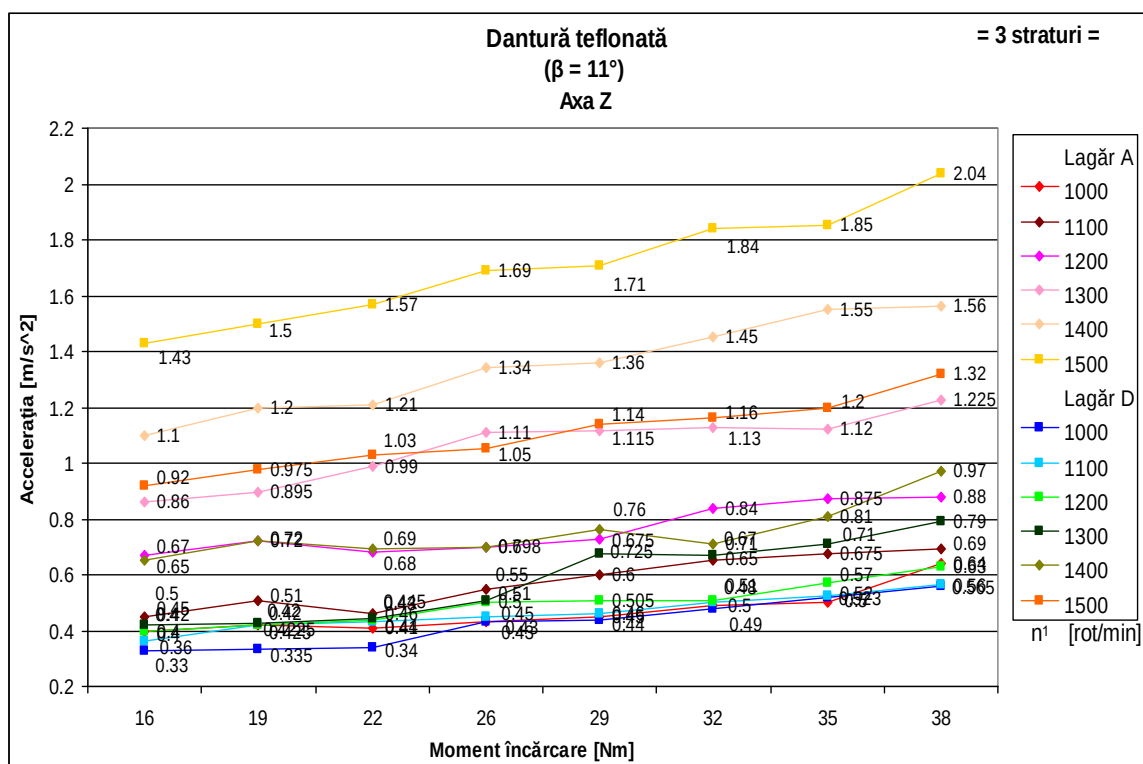


Fig. 3.22 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „z” măsurate pe lagărele A și D la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficelor prezentate în figurile 3.20 ÷ 3.22 se pot observa următoarele:

- amplitudinile accelerațiilor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile accelerațiilor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile accelerațiilor axiale (de pe axa Oz) sunt mai mici decât amplitudinile accelerațiilor radiale (de pe axa Ox și Oy);
- amplitudinile accelerațiilor axiale de pe lagărul D sunt mai mici decât amplitudinile accelerațiilor axiale de pe lagărul A;
- amplitudinile accelerațiilor danturii teflonate cu trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052 sunt mai mici decât amplitudinile accelerațiilor danturii acoperite cu un strat, respectiv cu două straturi de teflon.

În figura 3.23 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare.

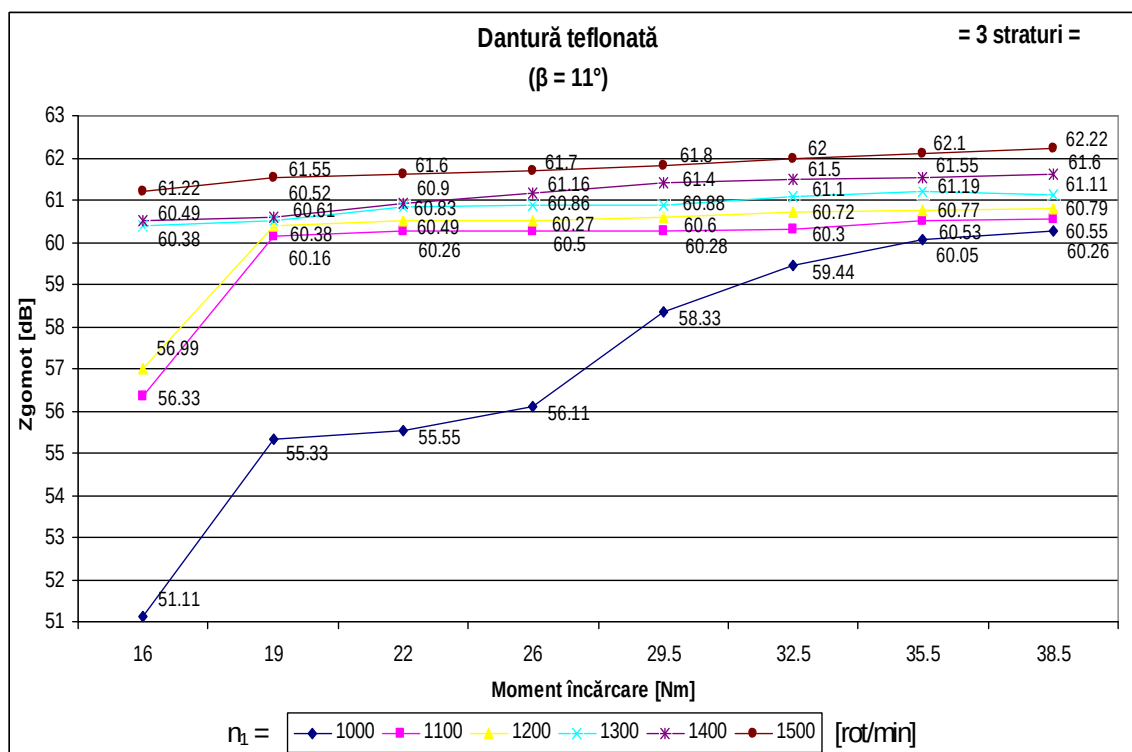


Fig. 3.23 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric acoperit cu trei straturi de teflon la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 3.23 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor danturii teflonate cu trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052 sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii acoperite cu un strat, respectiv cu două straturi de teflon.

3.2 Compararea rezultatelor măsurărilor

În figurile următoare se prezintă comparativ pentru dantura teflonată cu unu, două și trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052, variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor pe cele trei axe (Ox, Oy și Oz) ale lagărului A și ale lagărului D, măsurate la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) și turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare.

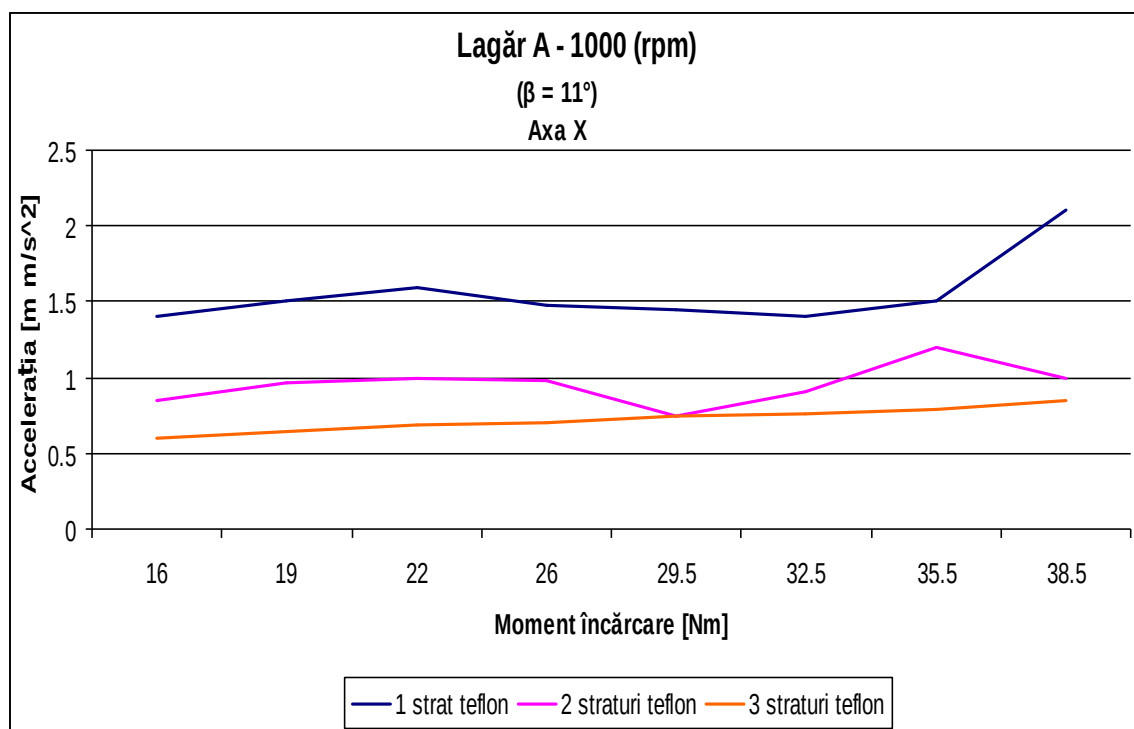


Fig. 3.24 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „x” măsurate pe lagărul A la turație minimă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.24 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Ox, ale lagărului A la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **38,49%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **53,46%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

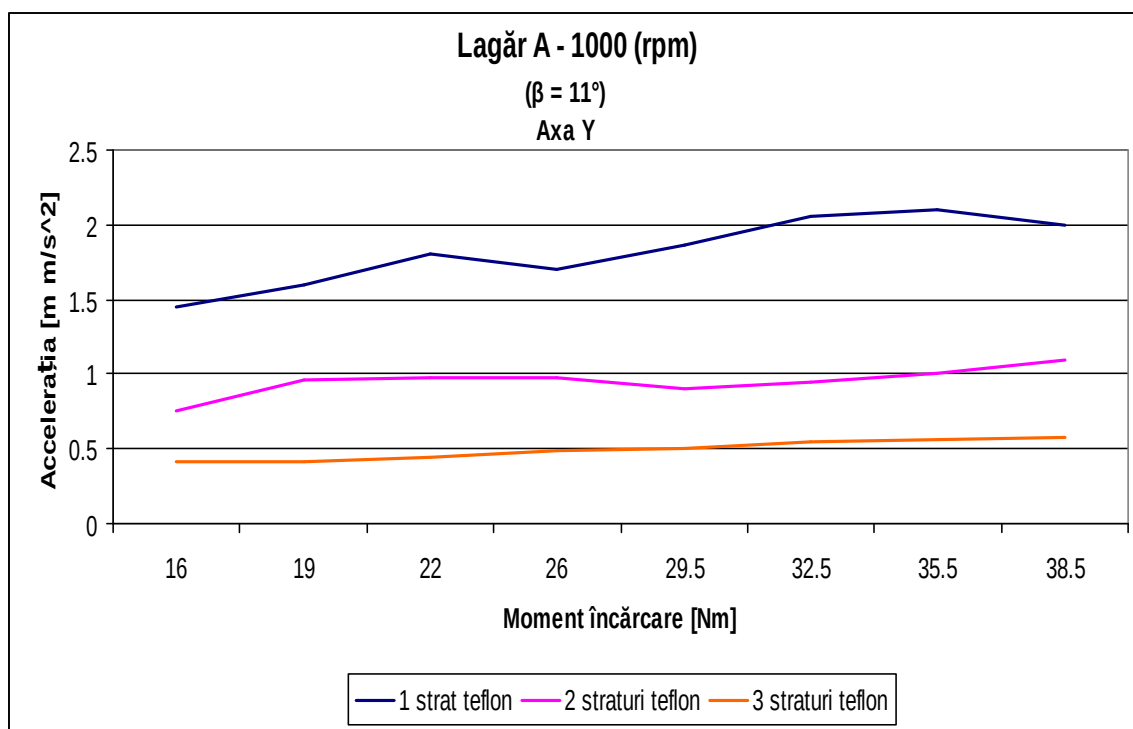


Fig. 3.25 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărul A la turație minimă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.25 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oy, ale lagărului A la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **47,84%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **72,89%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

Conform figurii 3.26 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oz, ale lagărului A la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **44,96%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **47,62%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

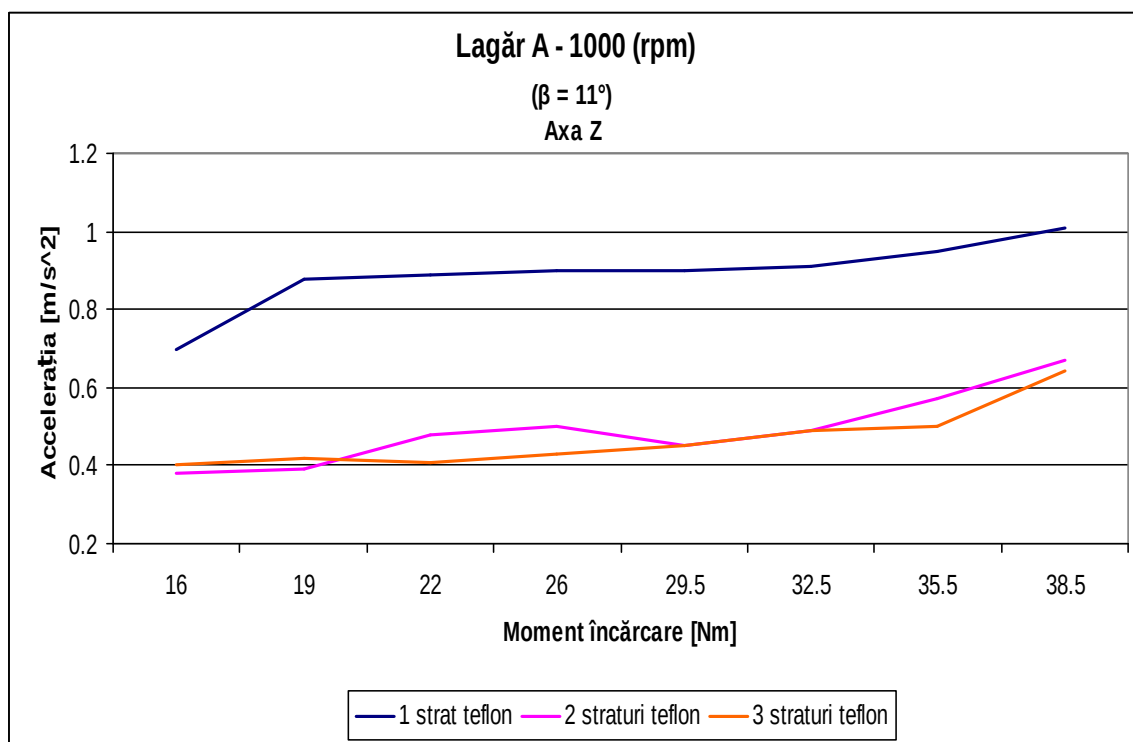


Fig. 3.26 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „Z” măsurate pe lagărul A la turație minimă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.27 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Ox, ale lagărului A la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **29,50%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **60,52%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

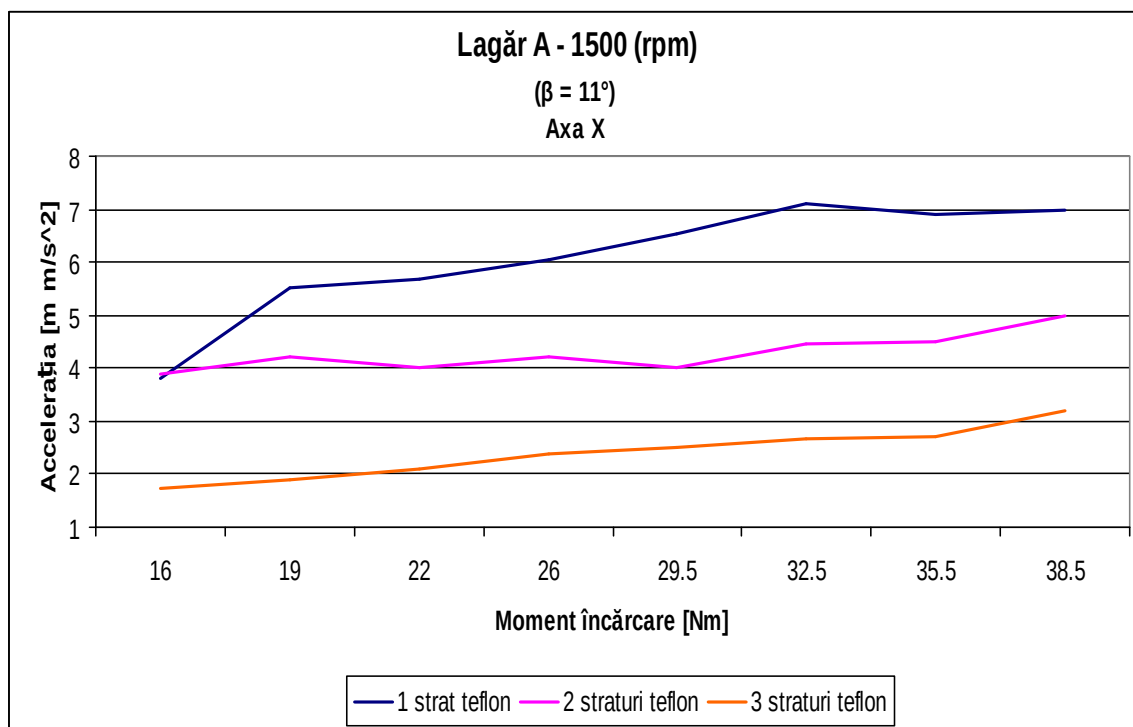


Fig. 3.27 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „x” măsurate pe lagărul A la turație maximă și moment de încărcare variabil

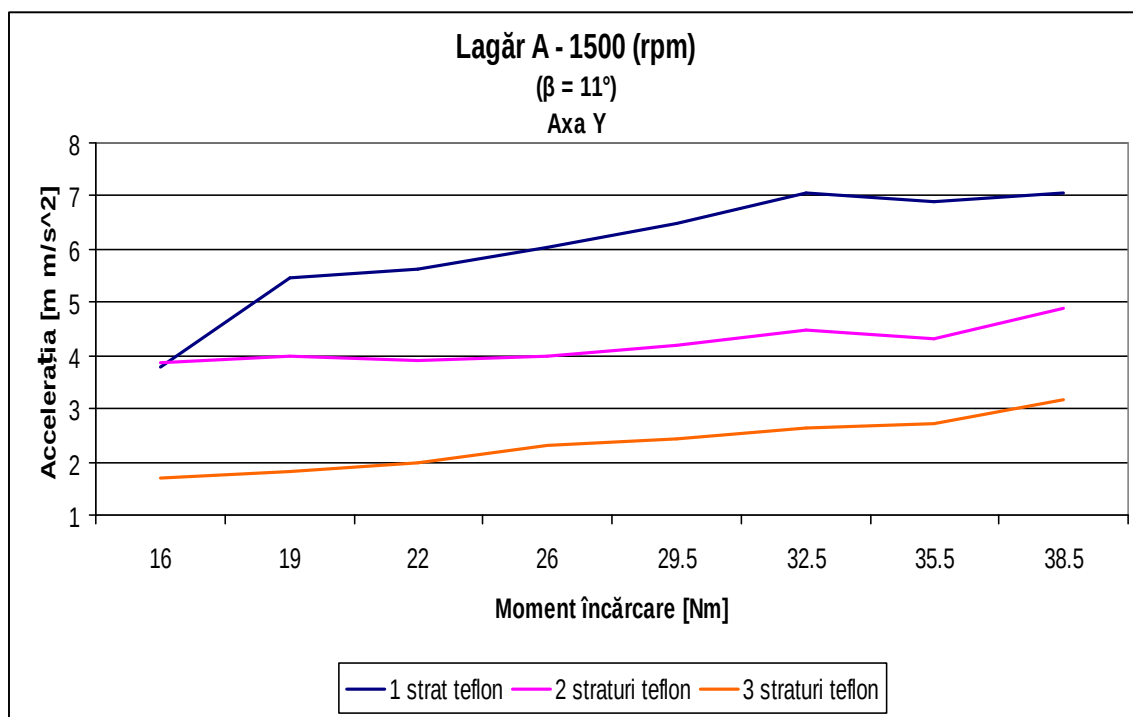


Fig. 3.28 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărul A la turație maximă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.28 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oy, ale lagărului A la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- **< 30,54%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- **< 61,37%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

Conform figurii 3.29 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oz, ale lagărului A la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- **< 41,70%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- **< 33,28%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

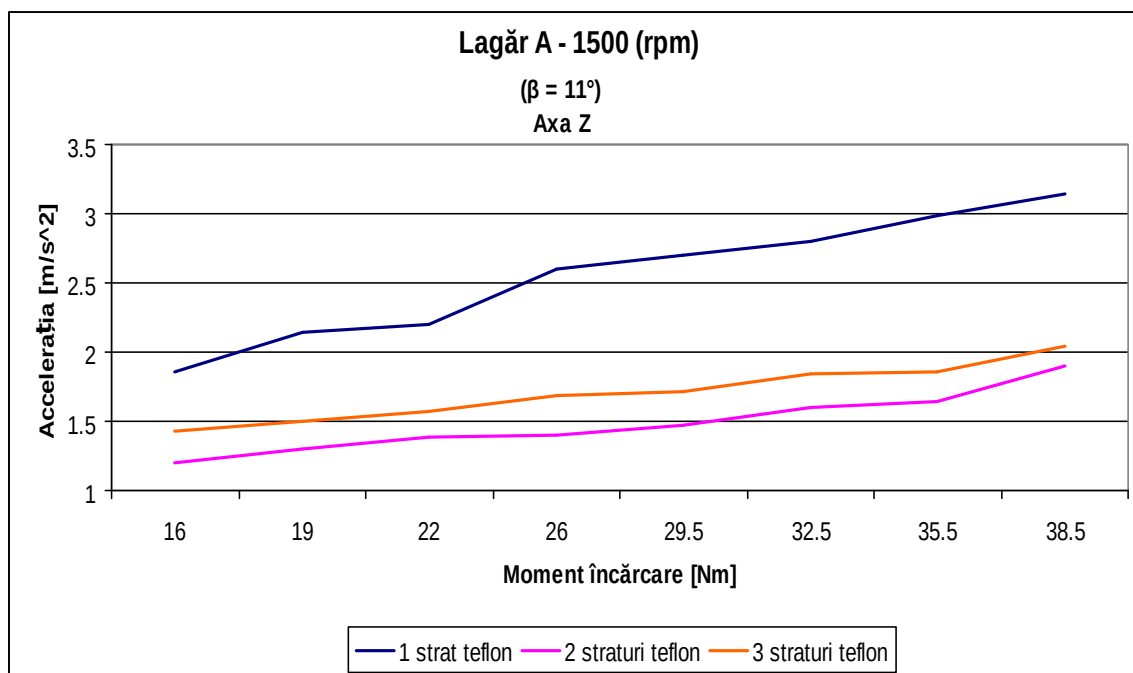


Fig. 3.29 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „z” măsurate pe lagărul A la turație maximă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.30 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor

(comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Ox, ale lagărului D la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **42,08%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **53,21%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

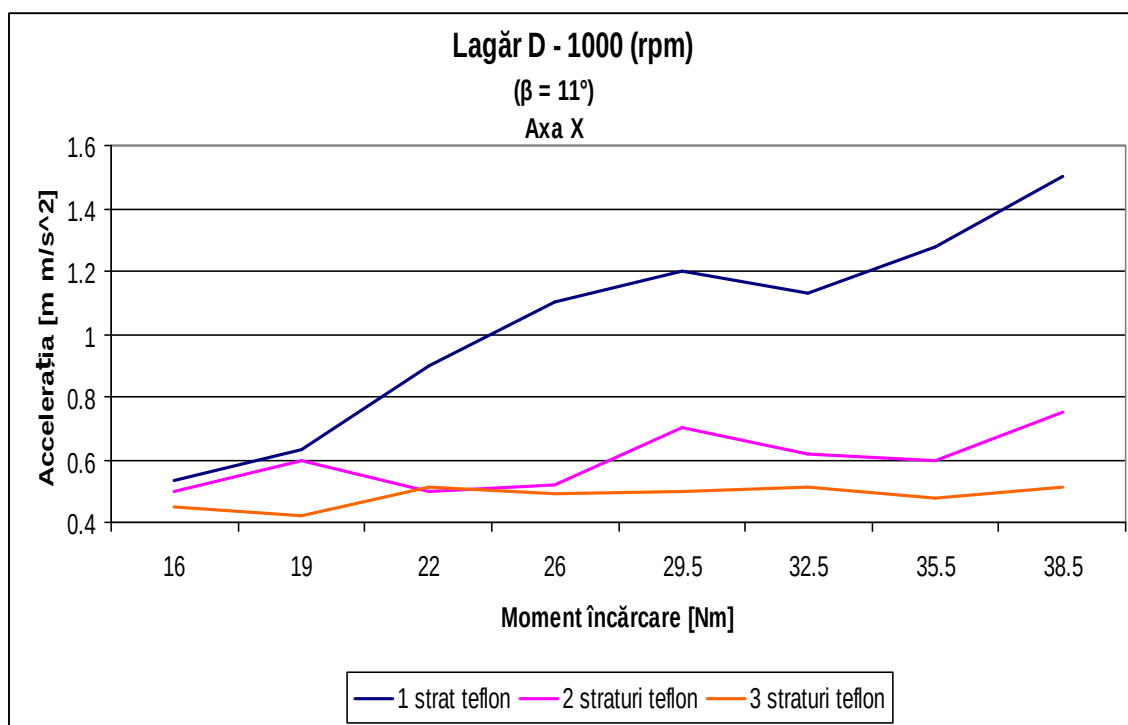


Fig. 3.30 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „X” măsurate pe lagărul D la turație minimă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.31 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oy, ale lagărului D la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **53,98%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **31,12%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

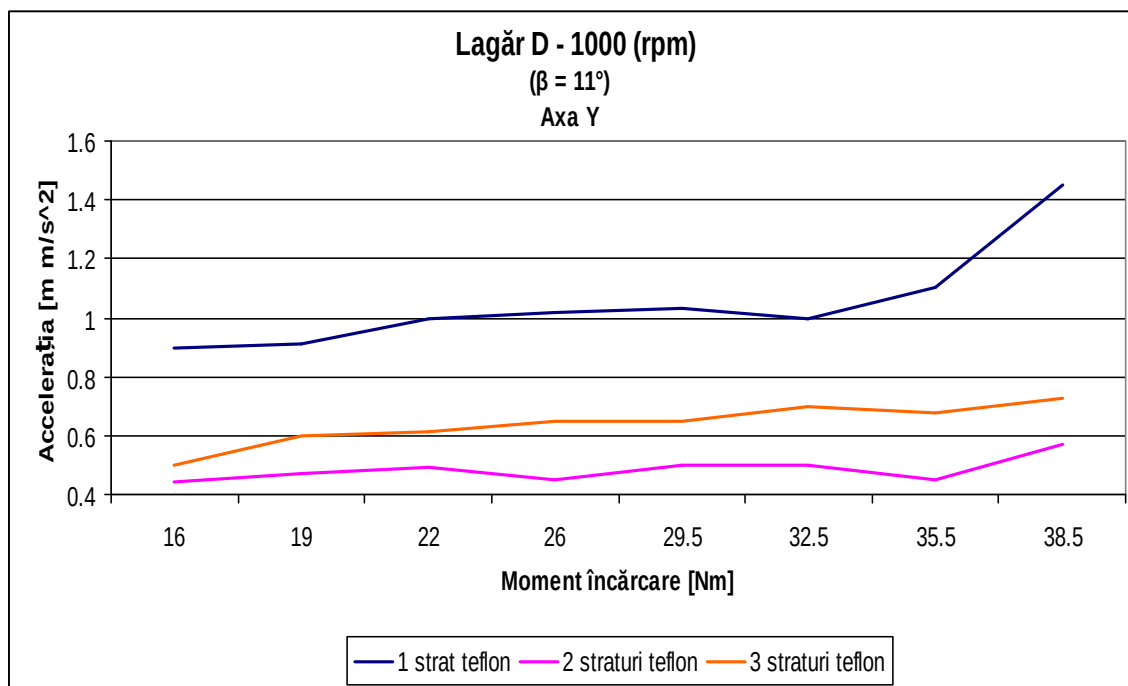


Fig. 3.31 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărul D la turație minimă și moment de încărcare variabil

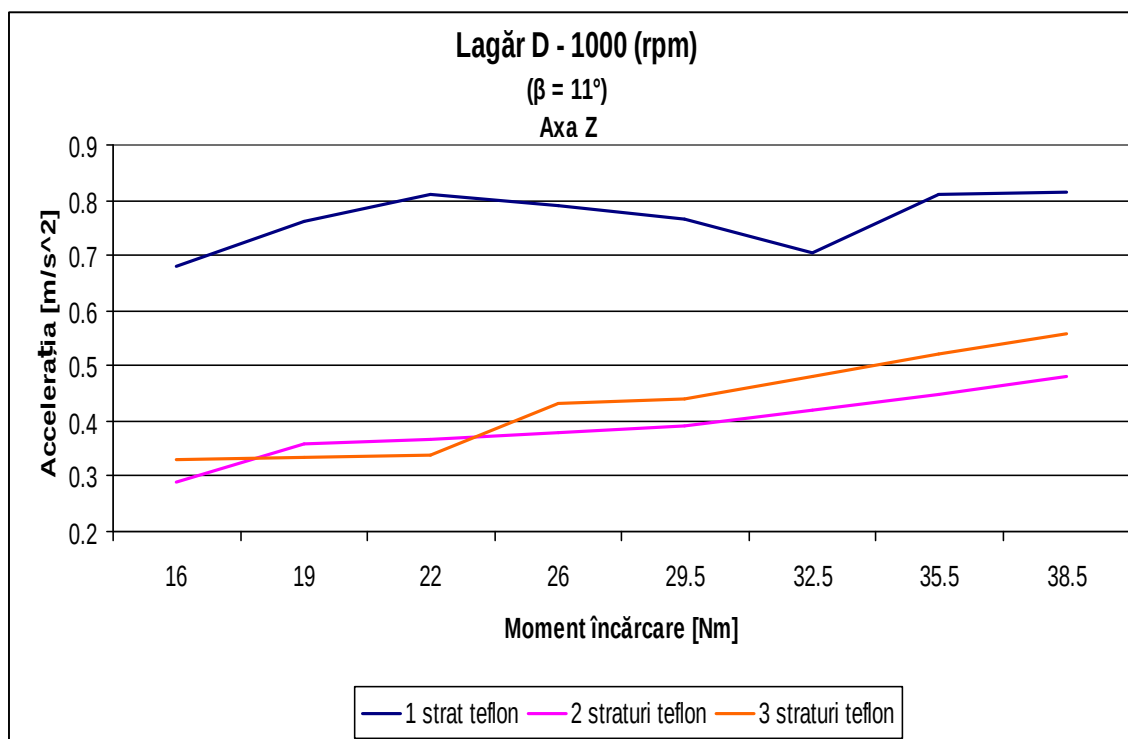


Fig. 3.32 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „z” măsurate pe lagărul D la turație minimă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.32 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oz, ale lagărului D la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- **< 48,88%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- **< 43,97%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

Conform figurii 3.33 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Ox, ale lagărului D la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- **< 11,27%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- **< 37,02%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

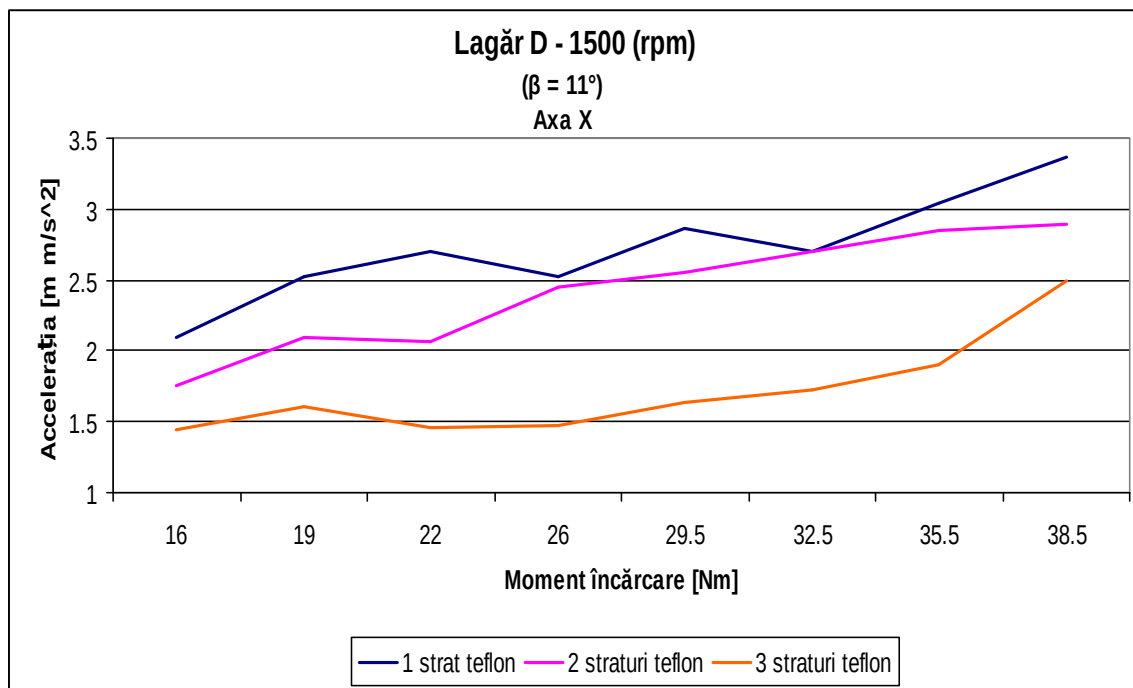


Fig. 3.33 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „x” măsurate pe lagărul D la turație maximă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.34 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o variație a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oy, ale lagărului D la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- o creștere cu **7,64%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- o scădere cu **38,84%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

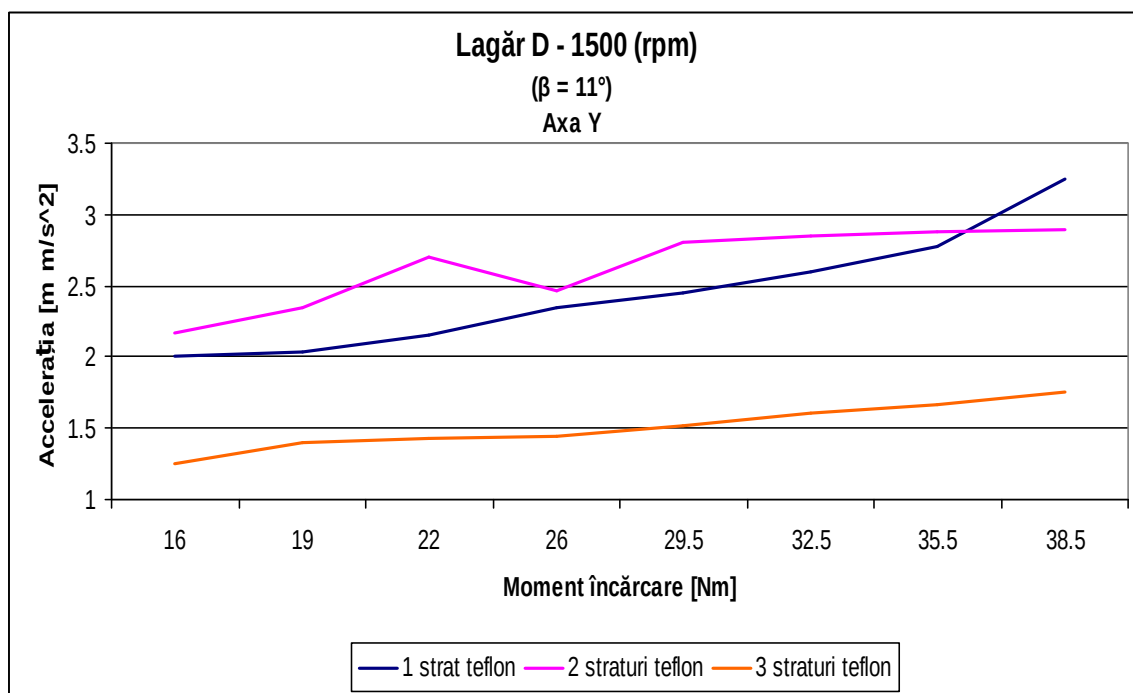


Fig. 3.34 Variația vârfulor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărul D la turație maximă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.35 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oz, ale lagărului D la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **77,29%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **53,24%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

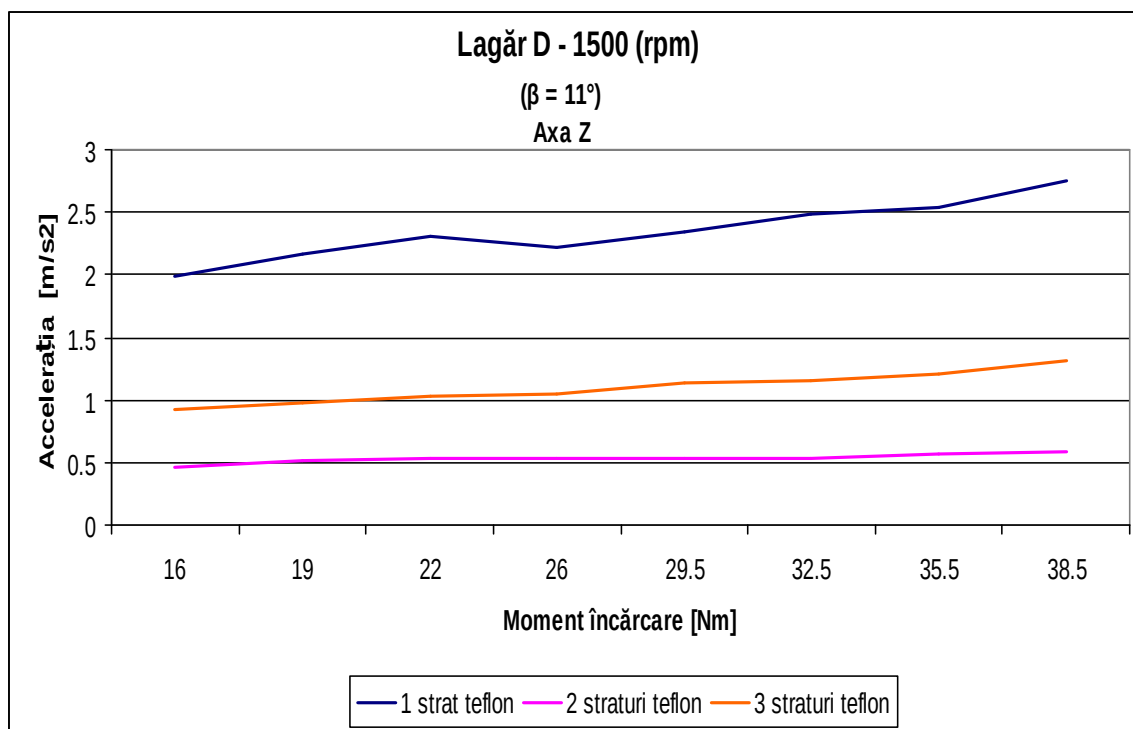


Fig. 3.35 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „z” măsurate pe lagărul D la turație maximă și moment de încărcare variabil

În figurile următoare se prezintă comparativ pentru dantura teflonată cu unu, două și trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052, variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor pe cele trei axe (O_x , O_y și O_z) ale lagărului A și ale lagărului D, măsurate la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, funcție de turație.

Conform figurii 3.36 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa O_x , ale lagărului A la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, după cum urmează:

- < **35,61%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **63,21%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

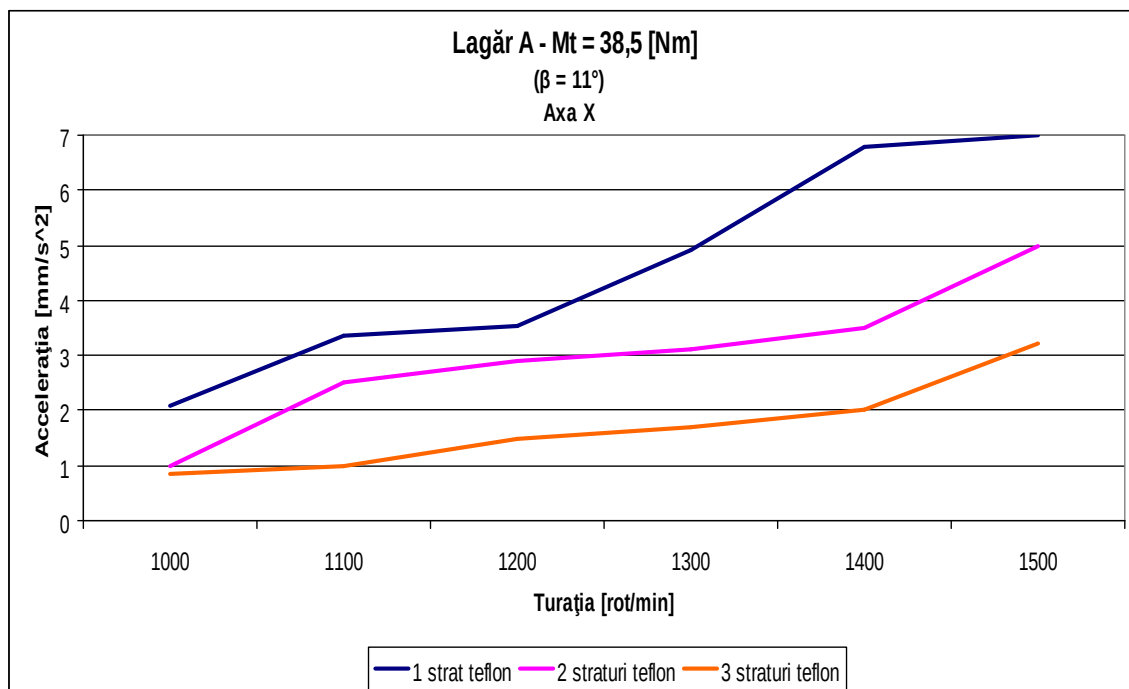


Fig. 3.36 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „x” măsurate pe lagărul A la moment de încărcare maxim și turație variabilă

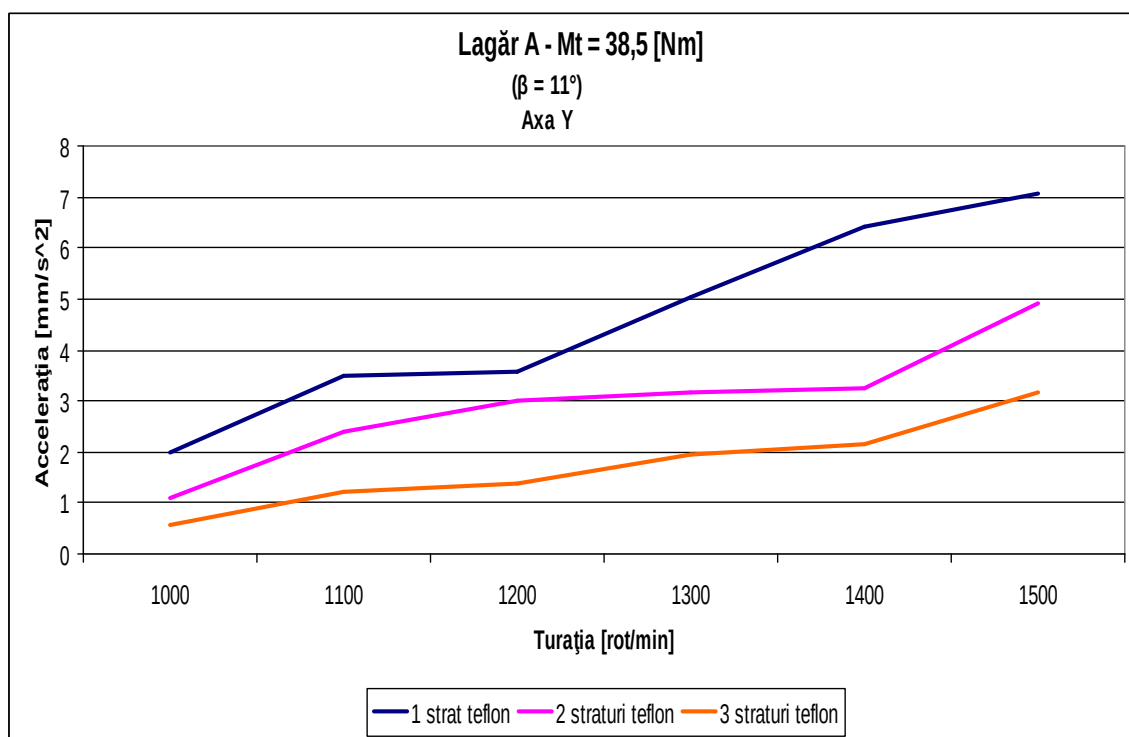


Fig. 3.37 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărul A la moment de încărcare maxim și turație variabilă

Conform figurii 3.37 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oy, ale lagărului A la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, după cum urmează:

- < **35,38%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **62,02%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

Conform figurii 3.38 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oz, ale lagărului A la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, după cum urmează:

- < **46,17%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **36,69%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

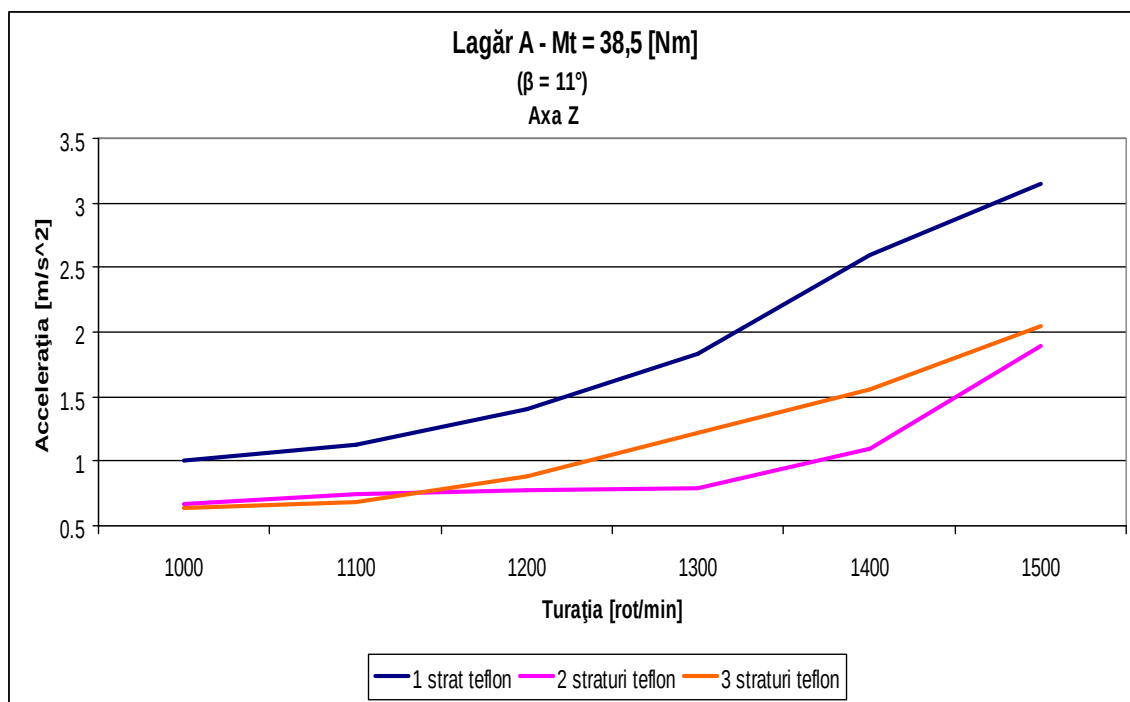


Fig. 3.38 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „z” măsurate pe lagărul A la moment de încărcare maxim și turație variabilă

Conform figurii 3.39 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Ox, ale lagărului D la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, după cum urmează:

- < **31,12%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **45,23%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

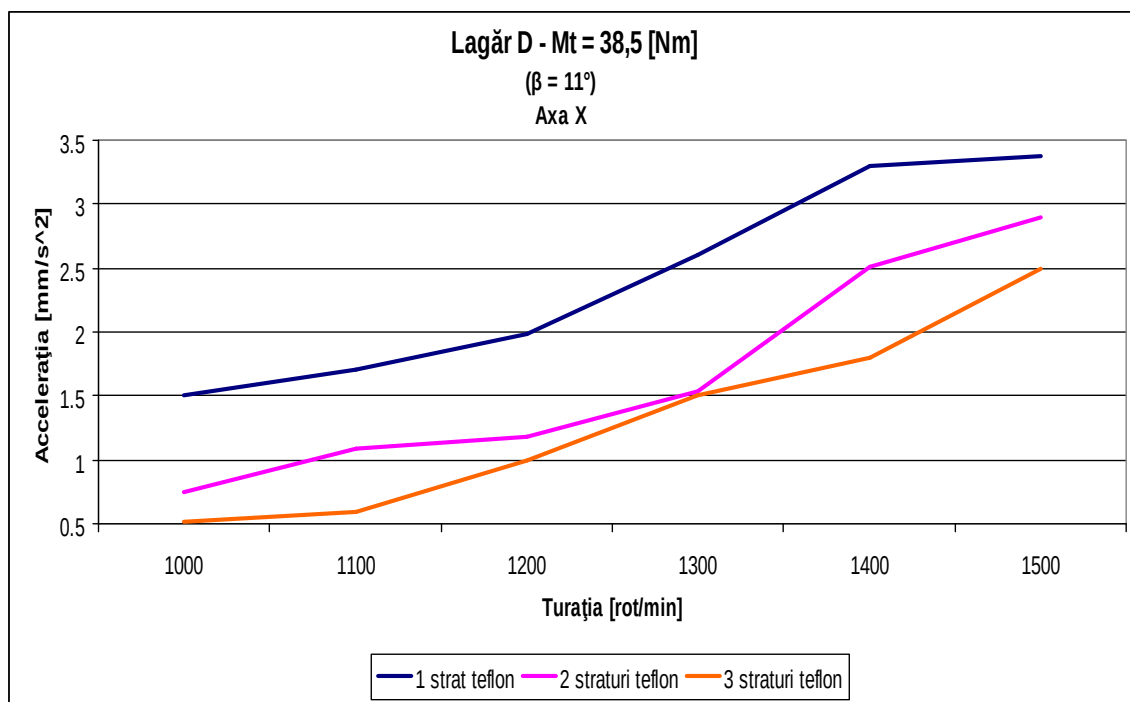


Fig. 3.39 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „x” măsurate pe lagărul D la moment de încărcare maxim și turație variabilă

Conform figurii 3.40 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oy, ale lagărului D la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, după cum urmează:

- < **24,77%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **49,36%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

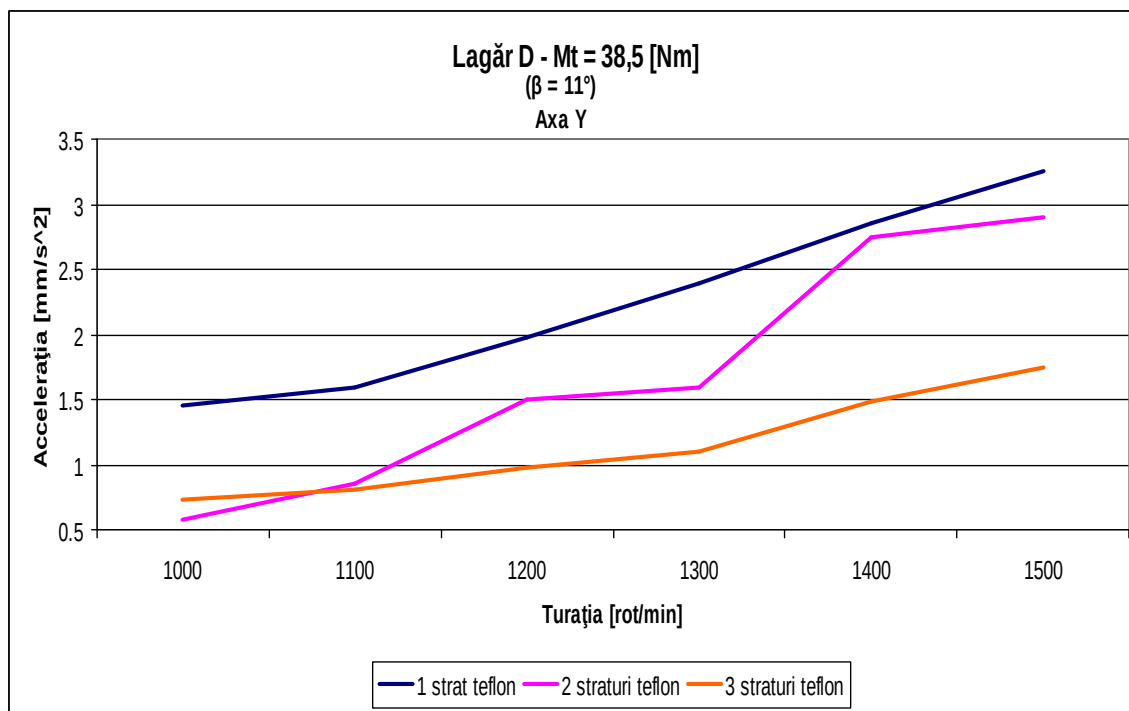


Fig. 3.40 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „y” măsurate pe lagărul D la moment de încărcare maxim și turație variabilă

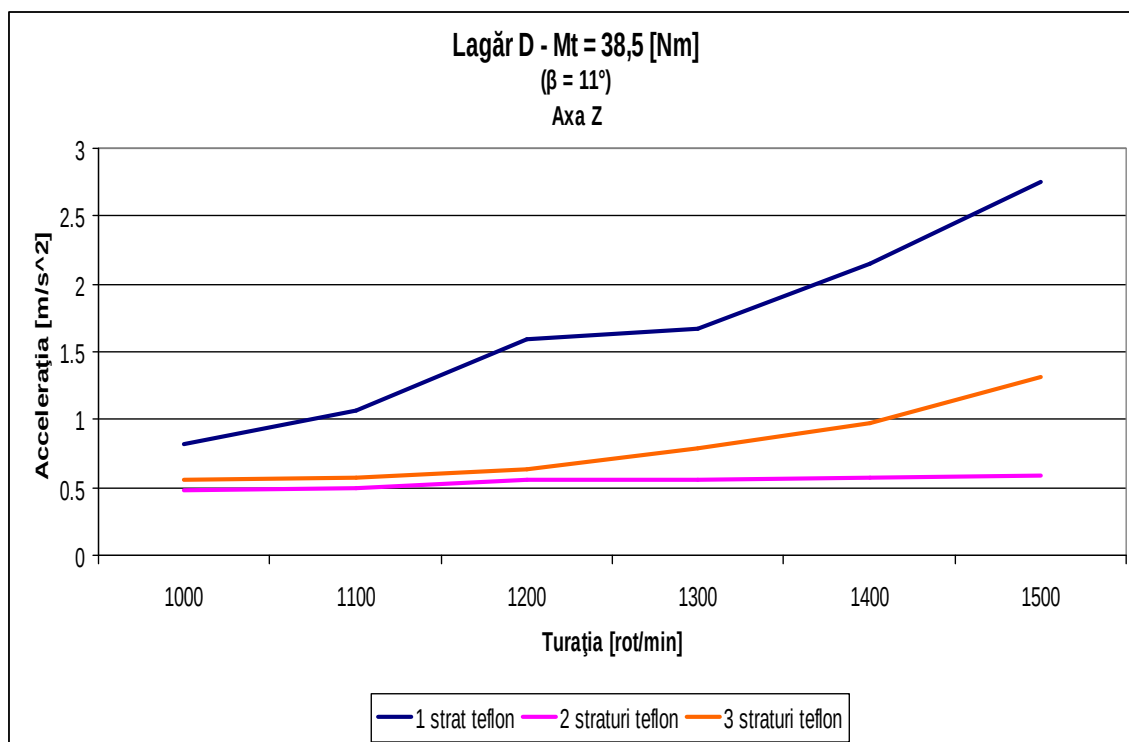


Fig. 3.41 Variația vârfurilor accelerațiilor de pe axa „z” măsurate pe lagărul D la moment de încărcare maxim și turație variabilă

Conform figurii 3.41 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a amplitudinilor maxime a accelerațiilor (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) pe axa Oz, ale lagărului D la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, după cum urmează:

- **< 67,66%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- **< 51,91%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

În figurile următoare se prezintă comparativ pentru dantura teflonată cu unu, două și trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052, variația nivelului de zgomot, măsurat la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) și turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare.

Conform figurii 3.42 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) al reductorului la turația minimă ($n_1 = 1000$ rot/min) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- **< 1,73%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- **< 3,61%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

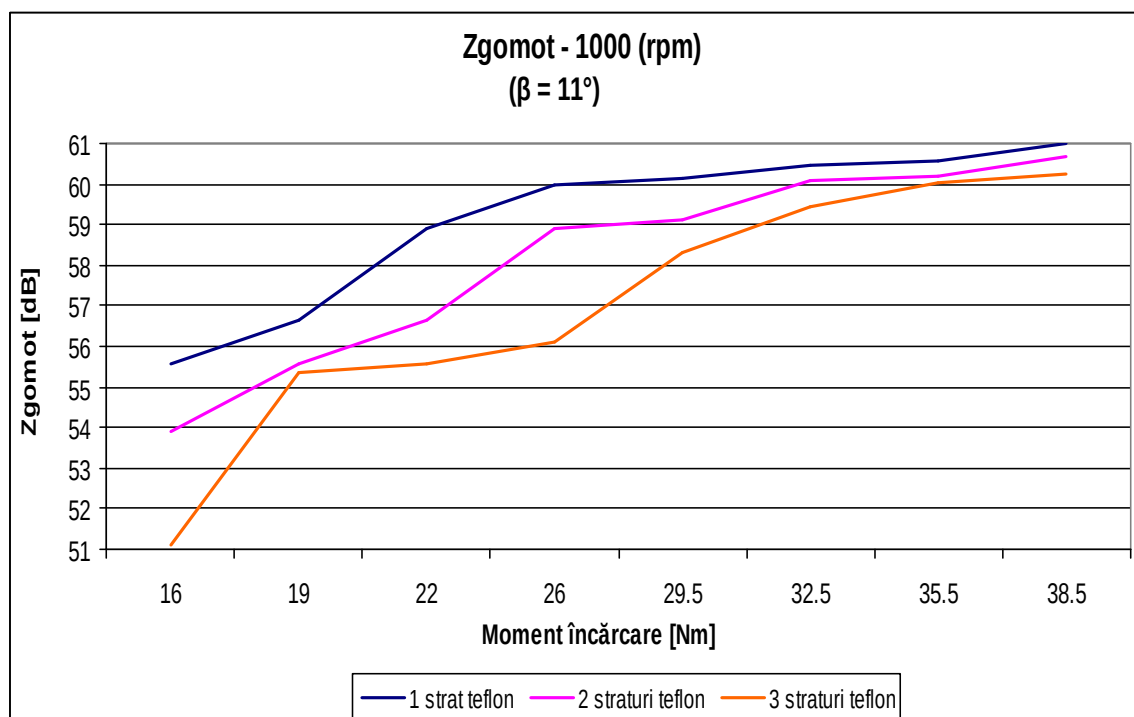


Fig. 3.42 Variația zgomotului la turație minimă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 3.43 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) al reductorului la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **1,31%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **2,65%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

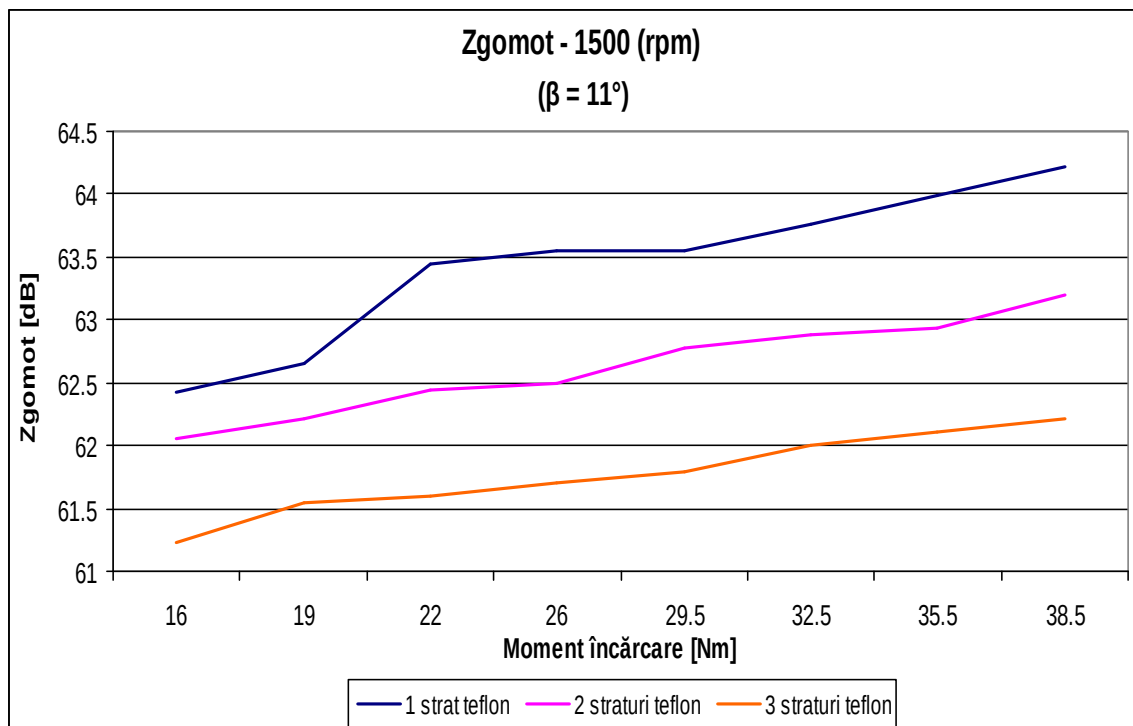


Fig. 3.43 Variația zgomotului la turație maximă și moment de încărcare variabil

În figurile următoare se prezintă comparativ pentru dantura teflonată cu unu, două și trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052, variația nivelului de zgomot, măsurat la momentul de încărcare minim ($M_{t2} = 16$ [Nm]) și momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, funcție de turație.

Conform figurii 3.44 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) la momentul de încărcare minim ($M_{t2} = 16$ [Nm]) al reductorului, după cum urmează:

- < **2,72%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **4,09%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

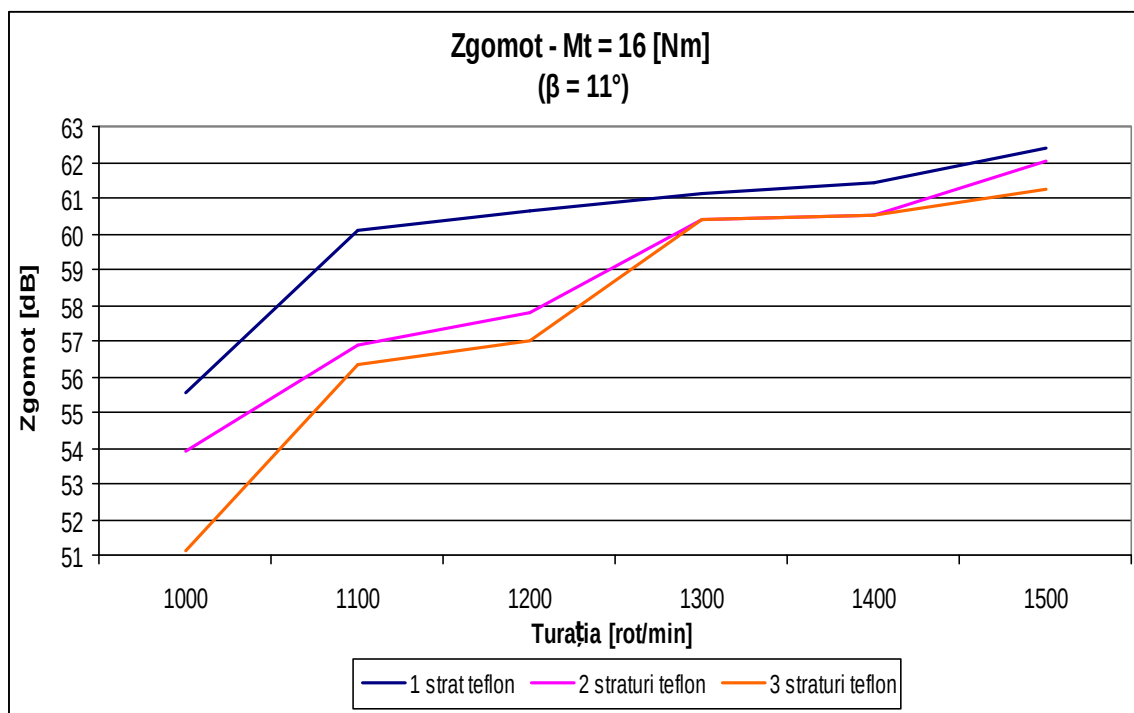


Fig. 3.44 Variația zgomotului la moment de încărcare minim și turație variabilă

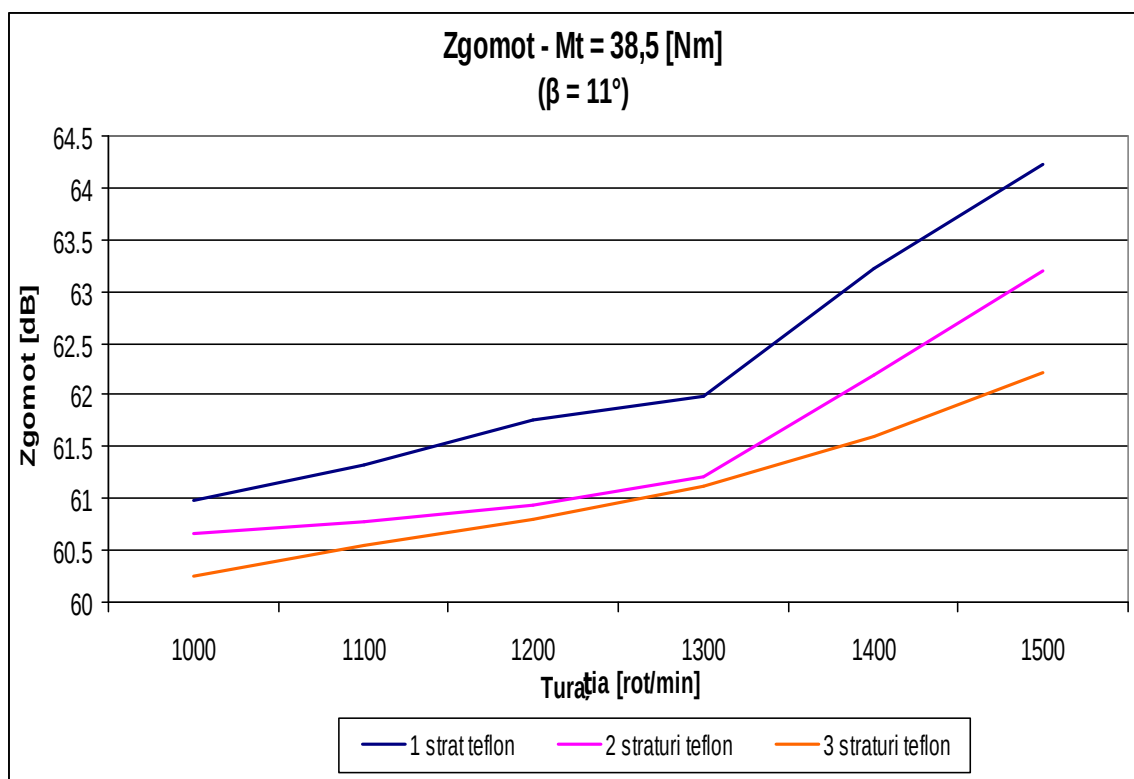


Fig. 3.45 Variația zgomotului la moment de încărcare maxim și turație variabilă

Conform figurii 3.45 din cele trei curbe se observă că prin creșterea numărului de straturi teflonate se înregistrează o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura teflonată cu un strat din material fluoropolimeric Xylan 1052) la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38,5$ [Nm]) al reductorului, după cum urmează:

- < **1,21%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **1,87%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

Observație: Diagramele din figurile 3.3 ÷ 3.45 au fost întocmite în baza valorilor amplitudinilor maxime ale vitezelor, accelerațiilor și zgomotelor măsurate cu programul PULSE (vezi modelele de raport generate de programul PULSE în anexa III și IV) și indicate tabelar în anexele I și II.

3.3 Concluzii și contribuții originale

Capitolul trei al tezei prezintă cercetările autorului privind influența numărului de straturi teflonate a unei transmisii prin roți dințate cilindrice asupra nivelului de vibrații și zgomote.

Încercările experimentale s-au făcut pe o pereche de angrenaje cu roți dințate cilindrice având unghiul de înclinare al dinților $\beta = 11^\circ$, a căror dantură a fost acoperită cu unu, două și trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052, grosimea unui strat fiind de $12\div 20$ μm , după aplicarea tratamentului termic.

Măsurătorile de vibrații și zgomote s-au făcut pe lagărele din dreptul fusurilor de intrare (lagăr A), respectiv ieșire ale reductorului (lagăr D), la șase trepte de turație ale motorului de antrenare ($n_1 = 1.000, 1.100, 1.200, 1.300, 1.400, 1.500$ [rot/min]) și la opt trepte de moment de încărcare ($M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm]).

Pentru că s-a dorit să se studieze doar vibrațiile și zgomotele produse de roțile dințate, înregistrându-se vârfurile (amplitudinile) vitezelor și accelerațiilor măsurate la frecvența de angrenare, respectiv armonicile acesteia, s-a apelat la analiza FFT (Fast Fourier Transformation).

Cu ajutorul rapoartelor de măsurare generate de programul PULSE s-au determinat:

- amplitudinea maximă a vitezelor măsurate în planul radial pe axele O_x și O_y la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;
- amplitudinea maximă a vitezelor măsurate în direcție axială O_z la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

➤ amplitudinea maximă a accelerațiilor măsurate în plan radial pe axele Ox și Oy la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

➤ amplitudinea maximă a accelerației măsurate în direcție axială Oz la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

➤ amplitudinea maximă a zgomotului măsurat pe carcasa superioară.

Autorul aduce o serie de contribuții originale, dintre care se amintesc următoarele:

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a vitezelor din planul radial (axa Ox și axa Oy) și planul axial (axa Oz) al lagărului A și al lagărului D, măsurate la turații constante ale motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei;

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor din planul radial (axa Ox și axa Oy) și planul axial (axa Oz) al lagărului A și al lagărului D, măsurate la turații constante ale motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei;

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la turații constante ale motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei;

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor din planul radial (axa Ox și axa Oy) și planul axial (axa Oz) al lagărului A și al lagărului D, măsurate la turația minimă, respectiv turația maximă, a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei – prezentându-se diferențele dintre dantura acoperită cu 1, 2 și 3 straturi de teflon;

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor din planul radial (axa Ox și axa Oy) și planul axial (axa Oz) al lagărului A și al lagărului D, măsurate la momentul de încărcare maxim aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare – prezentându-se diferențele dintre dantura acoperită cu 1, 2 și 3 straturi de teflon;

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la turația minimă, respectiv turația maximă, a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei – prezentându-se diferențele dintre dantura acoperită cu 1, 2 și 3 straturi de teflon;

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la momentul de încărcare minim, respectiv momentul de încărcare maxim,

aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare – prezentându-se diferențele dintre dantura acoperită cu 1, 2 și 3 straturi de teflon.

Conform graficelor prezentate în figurile 3.3 ÷ 3.45 sau tras următoarele concluzii:

- amplitudinile vibrațiilor scad cu creșterea numărului de straturi teflonate;
- amplitudinea zgomotului scade cu creșterea numărului de straturi teflonate;
- amplitudinile vibrațiilor și zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile vibrațiilor și zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- panta de creștere a vibrațiilor scade cu creșterea numărului de straturi teflonate;
- panta de creștere a zgomotelor scade cu creșterea numărului de straturi teflonate.

S-a putut trage concluzia generală că *aplicând un film cu dispersie multi-strat tip Xylan 1052 pe suprafețele flancurilor dinților, au fost obținute scăderi ale amplitudinilor maxime ale vibrațiilor și a nivelului de zgomot.*

În general, s-a observat că în majoritatea cazurilor, există diferențe mai mari (din punct de vedere al amplitudinilor maxime ale vibrațiilor și a nivelului de zgomot) între angrenajul cilindric acoperit cu un strat de teflon și angrenajul cilindric acoperit cu două straturi de teflon decât între cel acoperit cu două de teflon și cel acoperit cu trei straturi de teflon. Totuși filmul cu trei straturi de teflon este mai amortizor decât un film cu două straturi, dar diferența nu este vizibilă în toate cazurile cercetate.

Aceasta ne face să concluzionăm că dacă nu se impune să maximizăm amortizarea de vibrații și zgomote, din rațiuni economice este suficient să alegem dispersia cu material fluoropolimeric în două straturi.

Capitolul 4. Cercetări privind influența factorilor geometrici și a preciziei de prelucrare a danturii asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice

4.1 Aspecte generale

Zgomotul constituie un ansamblu de sunete fără armonie. Fizicienii definesc zgomotul ca o suprapunere dezordonată cu frecvențe și intensități diferite, iar fiziologii consideră zgomotul, orice sunet supărător care produce o senzație dezagreabilă. Caracteristicile fizice sau obiective ale zgomotului sunt:

- *intensitatea*: este caracterul cel mai important care depinde de trăsăturile sursei, de distanța și posibilitățile de transmitere sau multiplicare (se măsoară în decibeli);
- *durata*: reprezintă timpul cât excitantul sonor (zgomotul) acționează asupra analizatorului auditiv;
- *frecvența*: reprezintă numărul de vibrații acustice într-o secundă și se măsoară în număr de perioade pe secunde sau Hz.

Presiunea acustică cea mai scăzută care poate fi detectată de către cea mai bună ureche umană este a douăzecea milionă parte dintr-un pascal sau $20 \mu\text{Pa}$ ($=20 \text{ mrcropascal}$), sau o presiune de 5.000.000.000 ori mai redusă decât presiunea atmosferică normală. Variația de presiune de $20 \mu\text{Pa}$ este atât de scăzută, încât ea va provoca o mișcare a timpanului urechii mai redusă decât diametrul unei molecule. Rezultă că dacă dorim să măsurăm sunetul în Pa, vom avea la capătul scalei de măsură numere imense, care nu vor putea fi ușor manipulate. Din acest motiv se utilizează o altă scală gradată în decibeli (dB).

Scala în decibeli va avea ca punct de referință presiunea de $20 \mu\text{Pa}$, ceea ce va marca punctul de 0 dB. De fiecare dată când multiplicăm presiunea acustică în Pa cu 10, nivelului în dB îi adăugăm 20 dB, adică la $200 \mu\text{Pa}$ ($= 0,0002 \text{ Pa}$) corespund 20 dB, la $2.000 \mu\text{Pa}$ ($= 0,002 \text{ Pa}$) corespund 40 dB, la $200.000 \mu\text{Pa}$ ($= 0,02 \text{ Pa}$) corespund 60 dB și așa mai departe. Scala în dB va comprima deci o gamă de la unu la un milion la o gama de la 0 la 120 dB.

Un alt aspect util al scalei în dB este acela că ne oferă o mai bună aproximație a percepției umane a nivelului de zgomot, deoarece urechea noastră reacționează la

schimbările relative de nivel, corespunzător scalei în dB. Un dB este variația cea mai mică a presiunii acustice pe care o putem sesiza. O mărire cu 6 dB reprezintă o dublare a nivelului de presiune acustică, iar o mărire cu 10 dB este necesară pentru a obține un sunet de două ori mai puternic.

4.2 Influența unghiului de înclinare al danturii asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice frezate în clasa a 8-a de precizie

Încercările experimentale au fost efectuate pe patru perechi de angrenaje cilindrice (pinion + roată dințată) a căror dantură s-a realizat prin frezare și la care s-a păstrat raportul de transmitere, dar s-a variat unghiul de înclinare al danturilor ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°). Dantura prin frezare a fost realizată în clasa a 8-a de precizie [12].

Așa cum s-a amintit și la subcapitolul 3.1, pentru măsurarea zgomotului s-a amplasat un microfon piezo în punctul cel mai îndepărtat al reductorului, față de angrenajele cilindrice, carcasa superioară (vezi figura 3.2).

Cu ajutorul rapoartelor de măsurare generate de programul PULSE s-a determinat [12], [13], [15]:

- amplitudinea maximă a zgomotului măsurat, pentru cele patru perechi de angrenaje cilindrice, pe carcasa superioară.

Pentru determinările experimentale culegerea datelor s-a făcut la aceleași șase trepte de turație ale motorului de antrenare: $n_1 = 1.000, 1.100, 1.200, 1.300, 1.400$ și 1.500 [rot/min], respectiv la aceleași opt trepte ale momentului de încărcare: $M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm], aplicat transmisiei [12], [13], [15].

4.2.1 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

În figura 4.1 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare aplicate transmisiei, pentru angrenajul cilindric cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$.

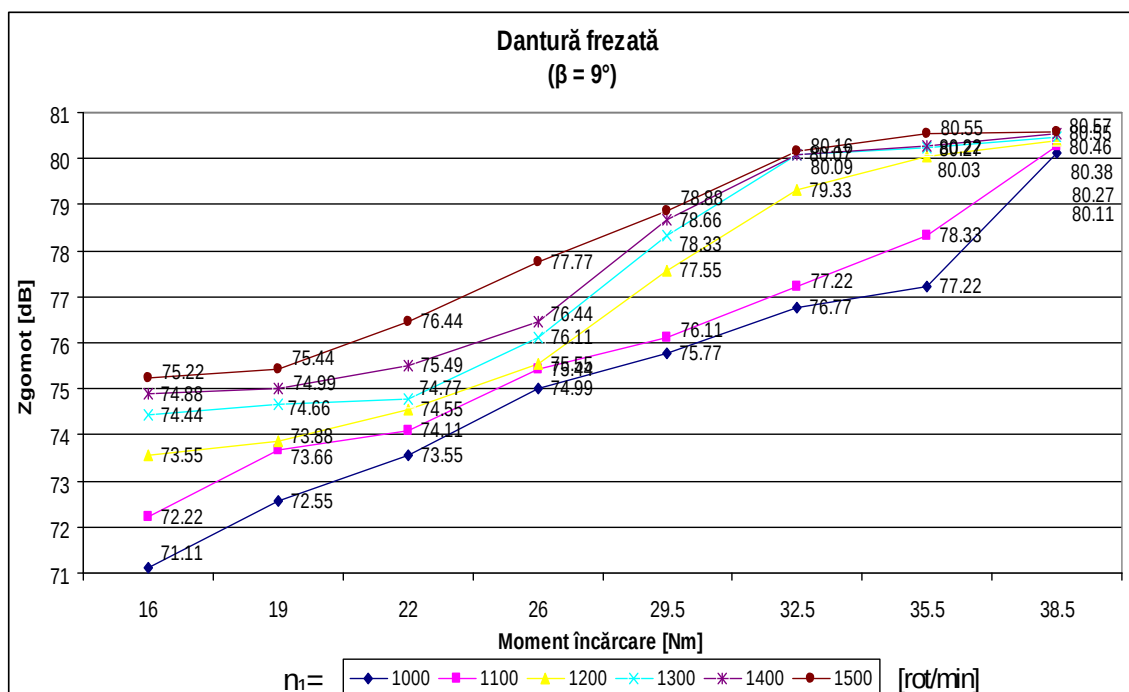


Fig. 4.1 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric frezat cu unghi de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 4.1 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice.

4.2.2 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 11^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

În figura 4.2 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare aplicat transmisiei, pentru angrenajul cilindric cu unghi de înclinare $\beta = 11^\circ$.

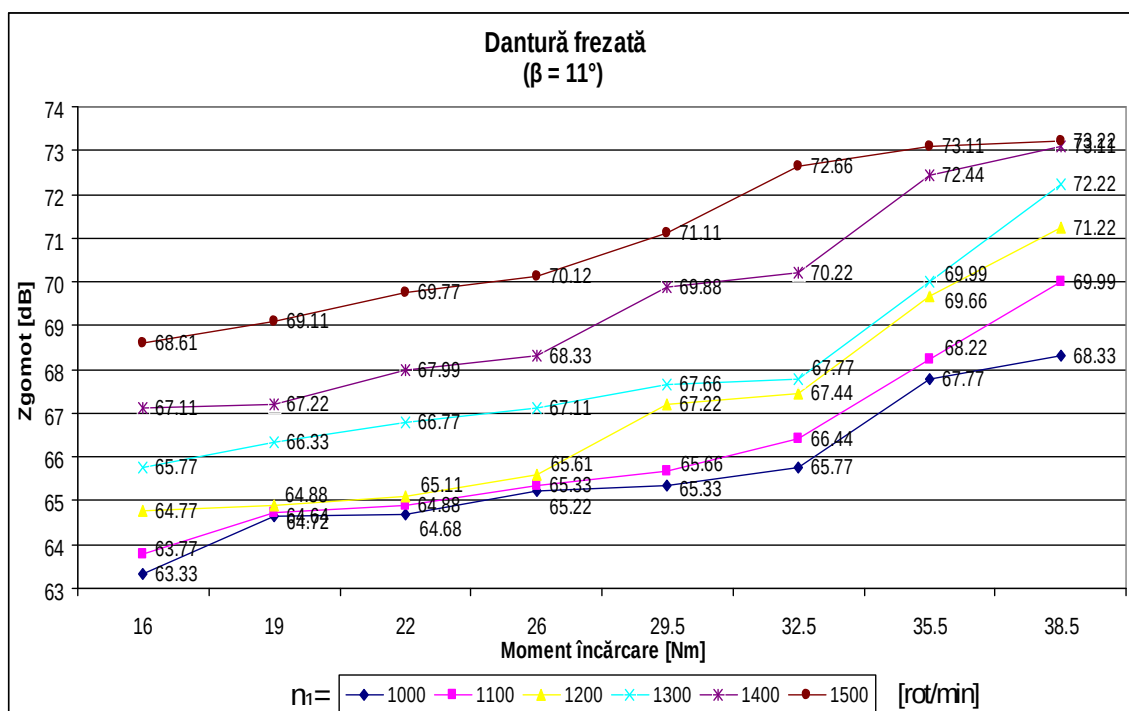


Fig. 4.2 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric frezat cu unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 4.2 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- comparativ cu graficul prezentat în figura 4.1 amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu unghi de înclinare $\beta = 11^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$.

4.2.3 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 13^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

În figura 4.3 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare aplicat transmisiei, pentru angrenajul cilindric cu unghi de înclinare $\beta = 13^\circ$.

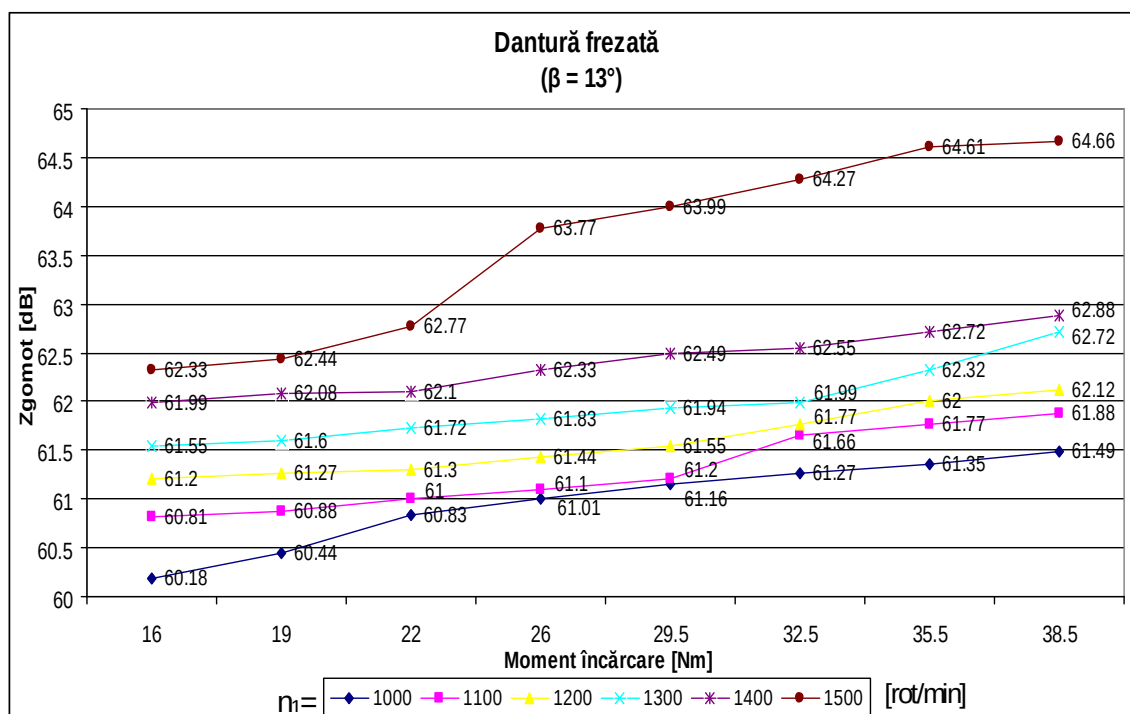


Fig. 4.3 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric frezat cu unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 4.3 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- comparativ cu graficele prezentate în figurile 4.1 și 4.2 amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu unghiul de înclinare $\beta = 13^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$ și $\beta = 11^\circ$;

4.2.4 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 15^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

În figura 4.4 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare aplicat transmisiei, pentru angrenajul cilindric cu unghi de înclinare $\beta = 15^\circ$.

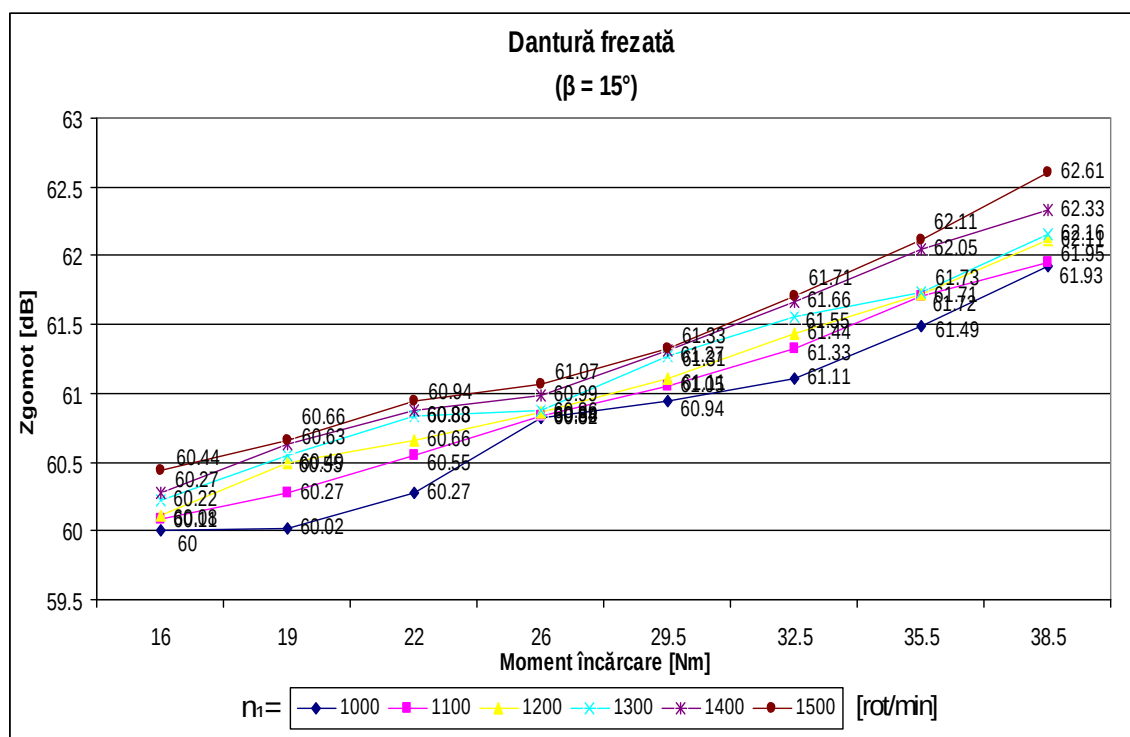


Fig. 4.4 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric frezat cu unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 4.4 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- comparativ cu graficele prezentate în figurile 4.1 ÷ 4.3 amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu unghiul de înclinare $\beta = 15^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$, $\beta = 11^\circ$ și $\beta = 13^\circ$;
- panta de creștere a amplitudinii zgomotelor scade cu creșterea unghiului de înclinare al danturii.

4.3 Influența unghiului de înclinare al danturii asupra zgomotelor la angrenajele cilindrice rectificate în clasa a 6-a de precizie

Încercările experimentale au fost efectuate pe aceleași patru perechi de angrenaje cilindrice (pinion + roată dințată), conform celor amintite la subcapitolul 4.1,

a căror dantură s-a realizat prin frezare (în clasa a 8-a de precizie) și la care s-a păstrat raportul de transmitere, dar s-a variat unghiul de înclinare al danturilor ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°).

Aceleași patru perechi de angrenaje cilindrice (pinion + roată dințată) au fost rectificate în clasa a 6-a de precizie.

Culegerea datelor s-a făcut cu același microfon montat în același loc, conform celor amintite la subcapitolele 3.1 și 4.1, la aceleași șase trepte de turație ale motorului de antrenare: $n_1 = 1.000, 1.100, 1.200, 1.300, 1.400$ și 1.500 [rot/min], respectiv la aceleași opt trepte ale momentului de încărcare: $M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm], aplicat transmisiei.

4.3.1 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

În figura 4.5 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare aplicat transmisiei, pentru angrenajul cilindric cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$.

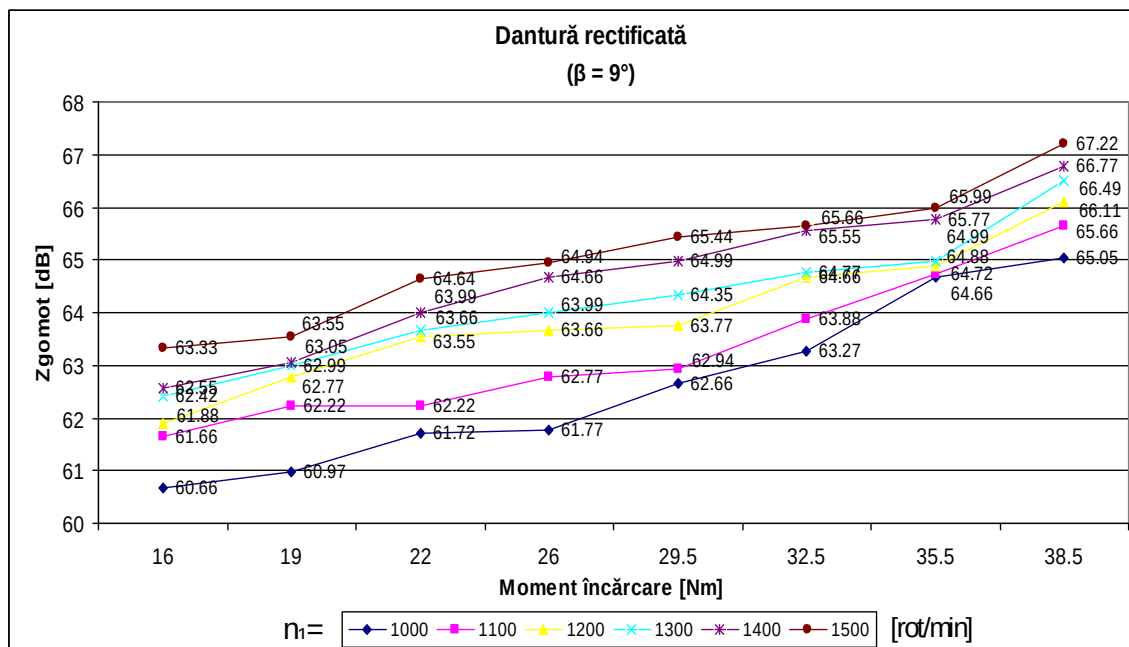


Fig. 4.5 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric rectificat cu unghi de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 4.5 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- comparativ cu graficul prezentat în figura 4.1 amplitudinile zgomotelor danturii rectificate cu $\beta = 9^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu $\beta = 9^\circ$.

4.3.2 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 11^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

În figura 4.6 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare aplicat transmisiei, pentru angrenajul cilindric cu unghi de înclinare $\beta = 11^\circ$.

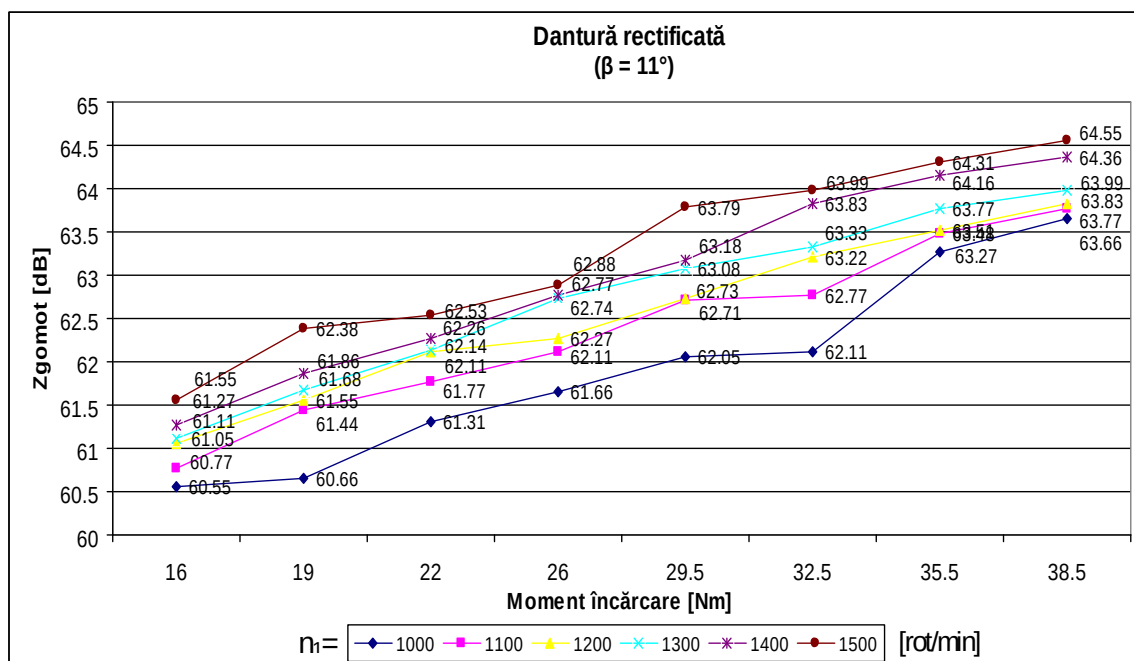


Fig. 4.6 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric rectificat cu unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 4.6 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- comparativ cu graficul prezentat în figura 4.5 amplitudinile zgomotelor danturii rectificate cu unghiul de înclinare $\beta = 11^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii rectificate cu unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$;
- comparativ cu graficul prezentat în figura 4.2 amplitudinile zgomotelor danturii rectificate având $\beta = 11^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu $\beta = 11^\circ$.

4.3.3 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 13^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

În figura 4.7 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare aplicat transmisiei, pentru angrenajul cilindric cu unghi de înclinare $\beta = 13^\circ$.

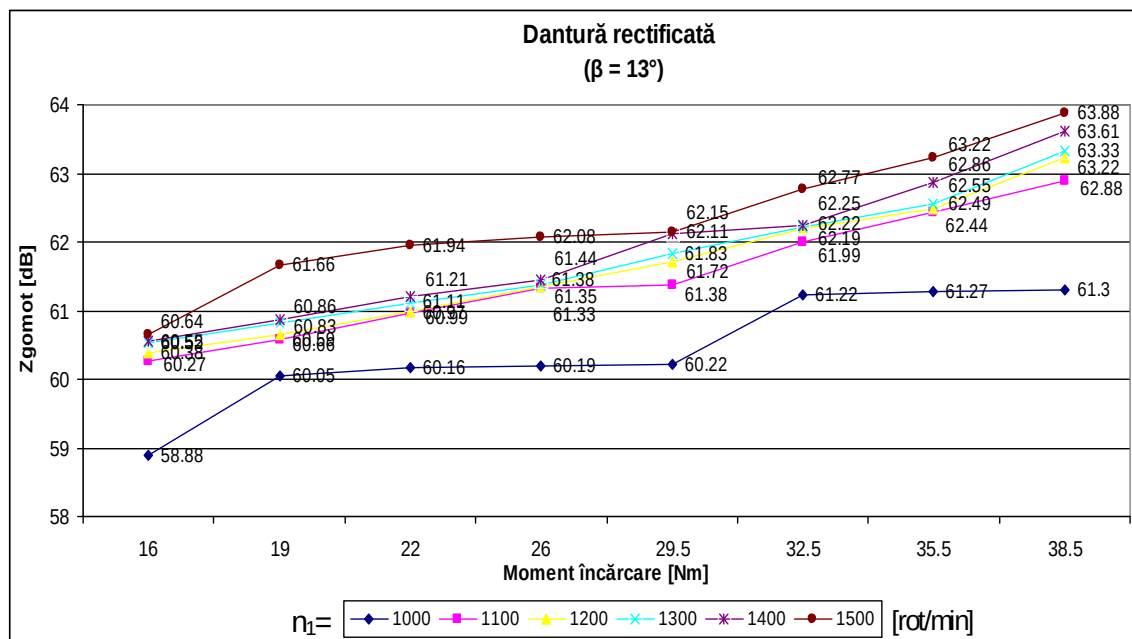


Fig. 4.7 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric rectificat cu unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 4.7 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- comparativ cu graficele prezentate în figurile 4.5 și 4.6 amplitudinile zgomotelor danturii rectificate cu unghiul de înclinare $\beta = 13^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii rectificate cu unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$ și $\beta = 11^\circ$;
- comparativ cu graficul prezentat în figura 4.3 amplitudinile zgomotelor danturii rectificate având $\beta = 13^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu $\beta = 13^\circ$.

4.3.4 Determinări experimentale privind variația amplitudinii zgomotelor la unghiul de înclinare $\beta = 15^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

În figura 4.8 se prezintă variația nivelului de zgomot al reductorului la aceleași șase trepte de turații ale motorului de antrenare, respectiv aceleași opt trepte ale momentului de încărcare aplicat transmisiei, pentru angrenajul cilindric cu unghi de înclinare $\beta = 15^\circ$.

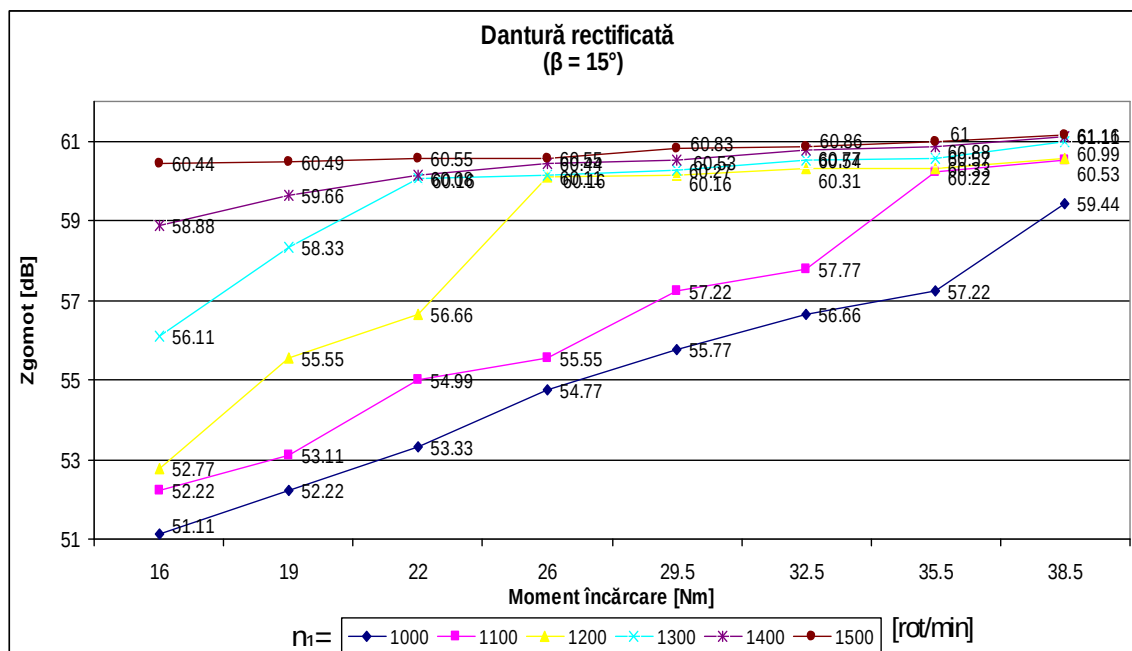


Fig. 4.8 Variația zgomotului pentru angrenajul cilindric rectificat cu unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$ la diferite momente de încărcare și turații

Conform graficului prezentat în figura 4.8 se pot observa următoarele:

- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- comparativ cu graficele prezentate în figurile 4.5 ÷ 4.7 amplitudinile zgomotelor danturii rectificate cu unghiul de înclinare $\beta = 15^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii rectificate cu unghiul de înclinare $\beta = 9^\circ$, $\beta = 11^\circ$ și $\beta = 13^\circ$;
- comparativ cu graficul prezentat în figura 4.4 amplitudinile zgomotelor danturii rectificate având $\beta = 15^\circ$ sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii frezate cu $\beta = 15^\circ$;
- panta de creștere a amplitudinii zgomotelor scade cu creșterea unghiului de înclinare al danturii.

4.4 Compararea rezultatelor măsurărilor

În figurile următoare se prezintă comparativ pentru dantura frezată respectiv rectificată, variația nivelului de zgomot, măsurat la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) și turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei, la variații ale unghiului de înclinare al danturilor ($\beta = 9^\circ$, 11° , 13° și 15°).

Conform figurii 4.9 prin creșterea unghiului de înclinare al danturii se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura frezată la unghiul de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$) al reductorului la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **12,79%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$;
- < **19,00%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$;
- < **19,18%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$.

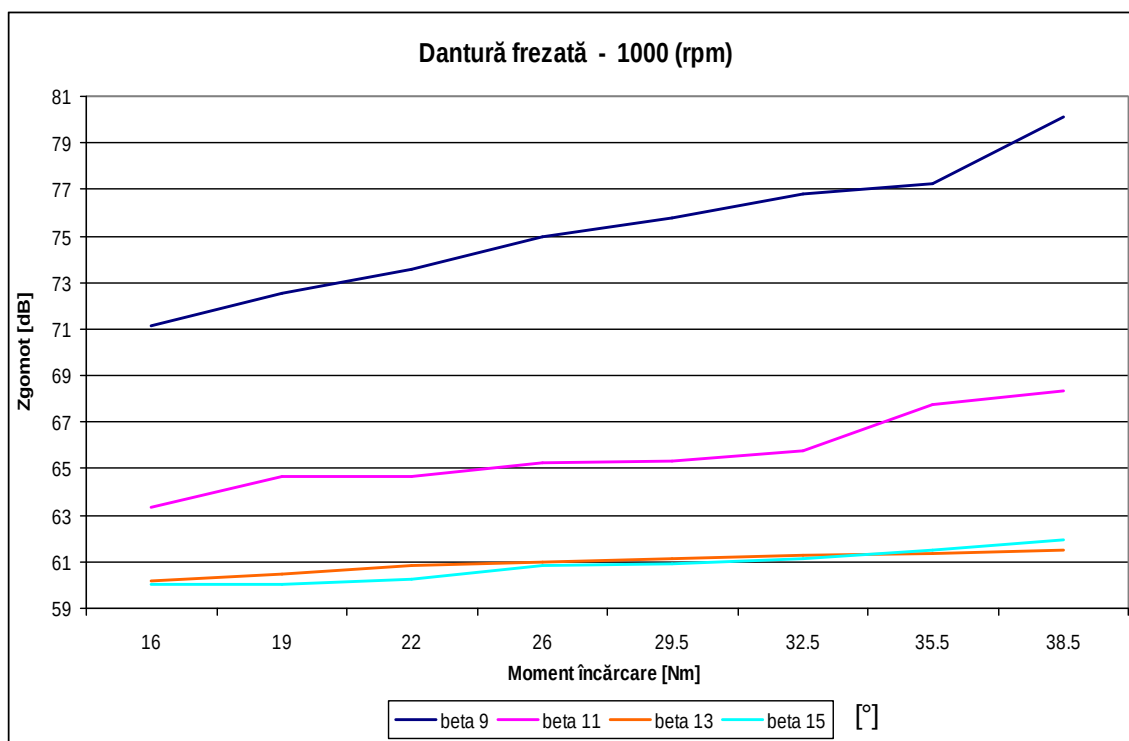


Fig. 4.9 Variația zgomotului pentru dantura frezată la turație minimă și moment de încărcare variabil

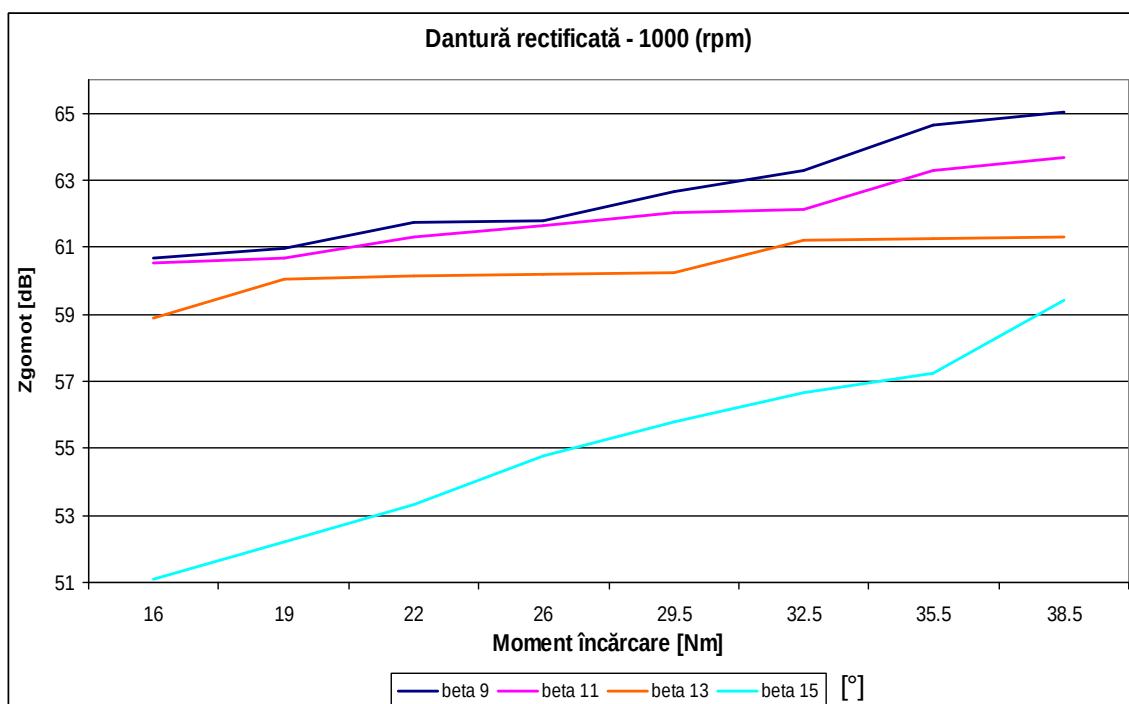


Fig. 4.10 Variația zgomotului pentru dantura rectificată la turație minimă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 4.10 prin creșterea unghiului de înclinare al danturii se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura rectificată la unghiul de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$) al reductorului la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- **< 1,1%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$;
- **< 3,49%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$;
- **< 12,03%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$.

Conform figurii 4.11 prin creșterea unghiului de înclinare al danturii se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura frezată la unghiul de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$) al reductorului la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- **< 9,17%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$;
- **< 18,59%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$;
- **< 21,47%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$.

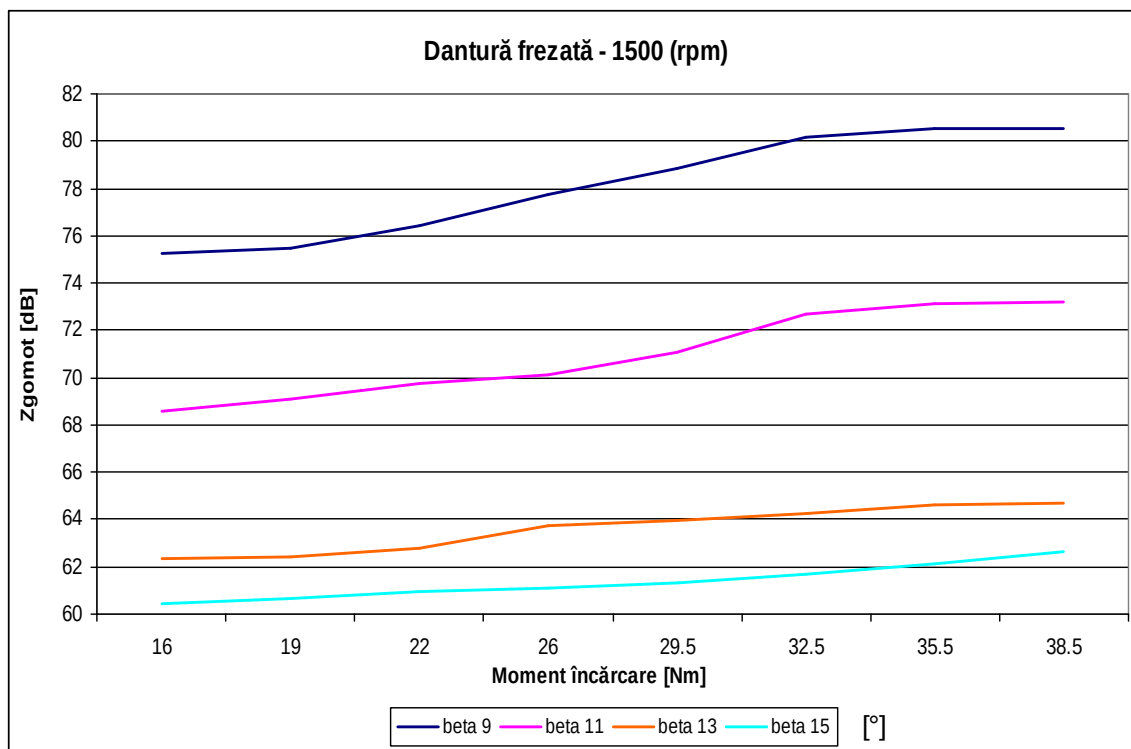


Fig. 4.11 Variația zgomotului pentru dantura frezată la turație maximă și moment de încărcare variabil

Conform figurii 4.12 prin creșterea unghiului de înclinare al danturii se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura rectificată la unghiul de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$) al reductorului la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **2,84%** pentru dantura rectificată și unghi de inclinare al danturii $\beta = 11^\circ$;
- < **4,31%** pentru dantura rectificată și unghi de inclinare al danturii $\beta = 13^\circ$;
- < **6,7%** pentru dantura rectificată și unghi de inclinare al danturii $\beta = 15^\circ$.

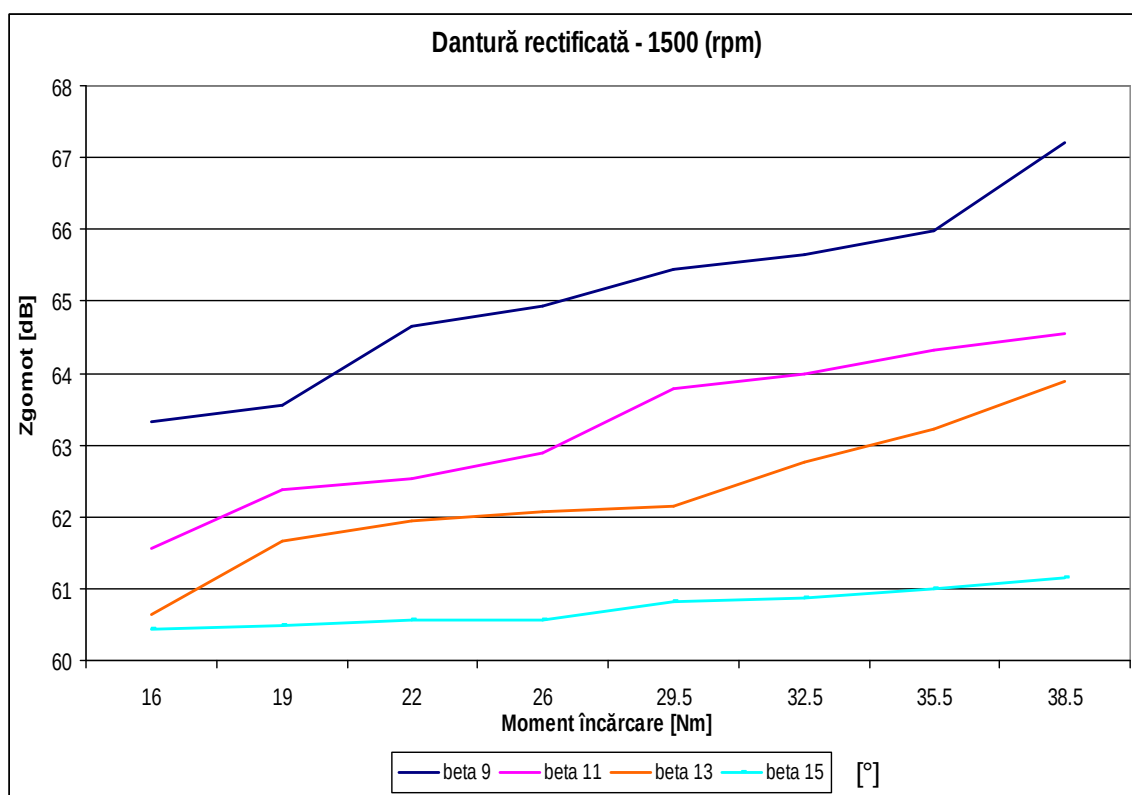


Fig. 4.12 Variația zgomotului pentru dantura rectificată la turație maximă și moment de încărcare variabil

În figurile următoare se prezintă comparativ pentru dantura frezată respectiv rectificată, variația nivelului de zgomot, măsurat la momentul de încărcare minim ($M_{t2} = 16$ [Nm]) și la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38.5$ [Nm]) aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare, la variații ale unghiului de înclinare al danturilor ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°).

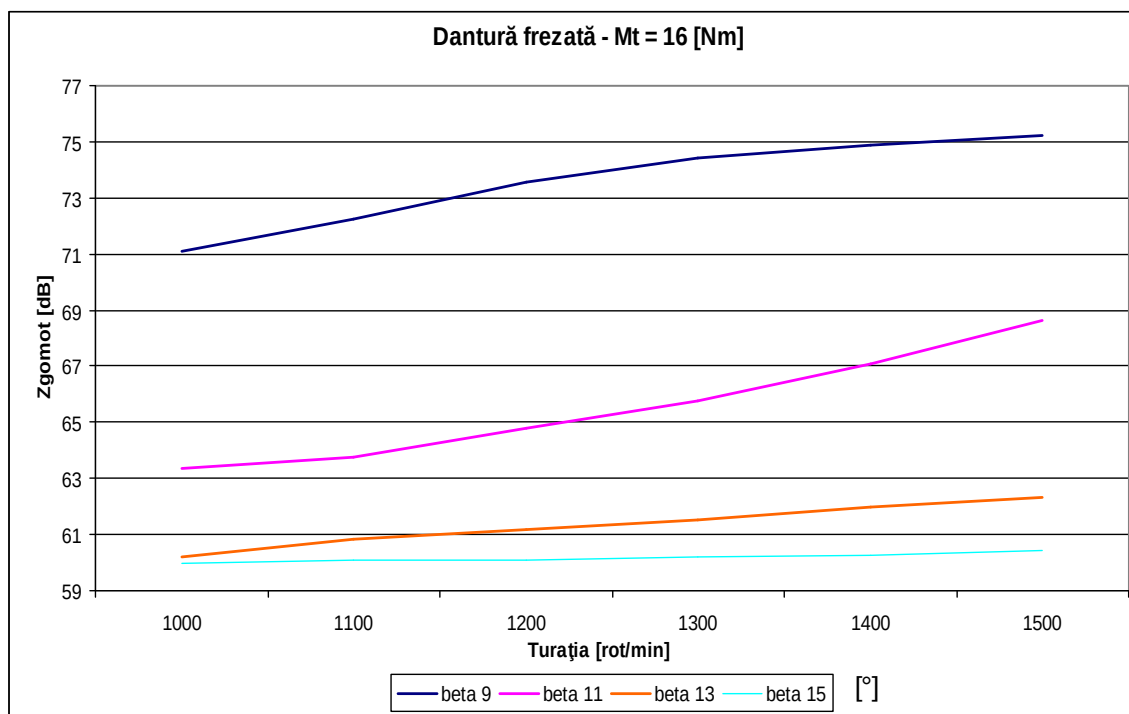


Fig. 4.13 Variația zgomotului pentru dantura frezată la moment de încărcare minim și turație variabilă

Conform figurii 4.13 prin creșterea unghiului de înclinare al danturii se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura frezată la unghiul de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$) al reductorului la momentul de încărcare minim ($M_{t2} = 16$ [Nm]) aplicat transmisiei, după cum urmează:

- < **10,89%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$;
- < **16,62%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$;
- < **18,19%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$.

Conform figurii 4.14 prin creșterea unghiului de înclinare al danturii se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura rectificată la unghiul de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$) al reductorului la momentul de încărcare minim ($M_{t2} = 16$ [Nm]) aplicat transmisiei, după cum urmează:

- < **1,67%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$;
- < **3,03%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$;
- < **11,00%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$.

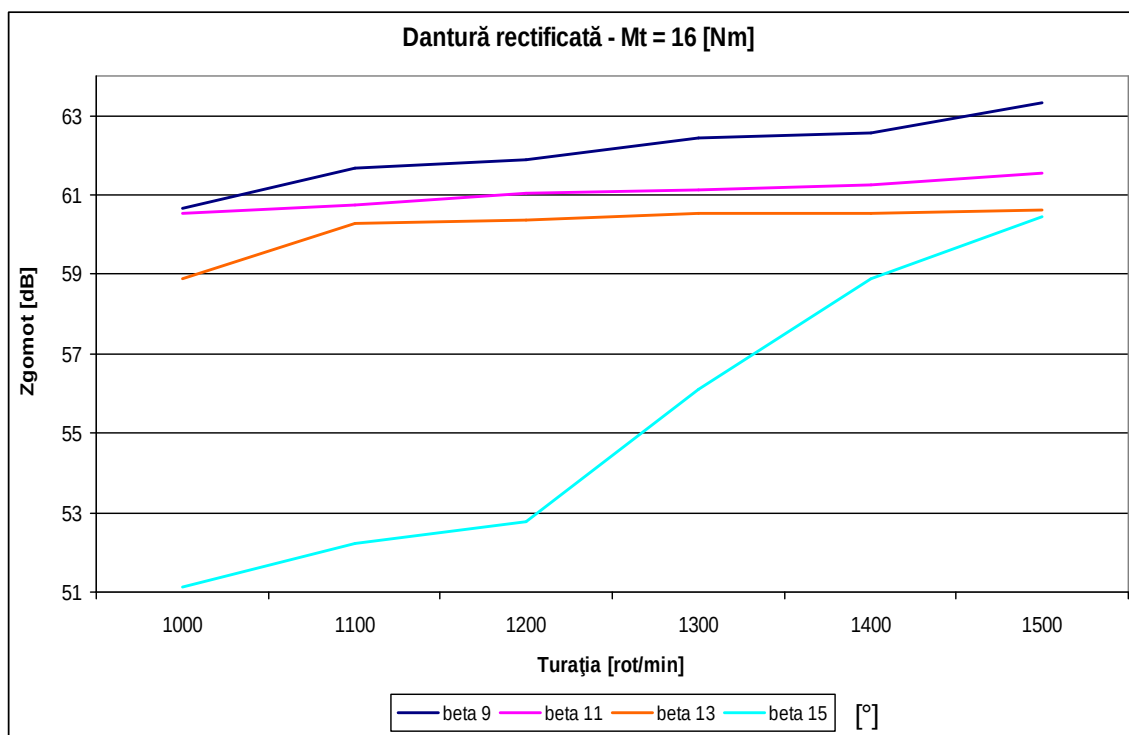


Fig. 4.14 Variația zgomotului pentru dantura rectificată la moment de încărcare minim și turație variabilă

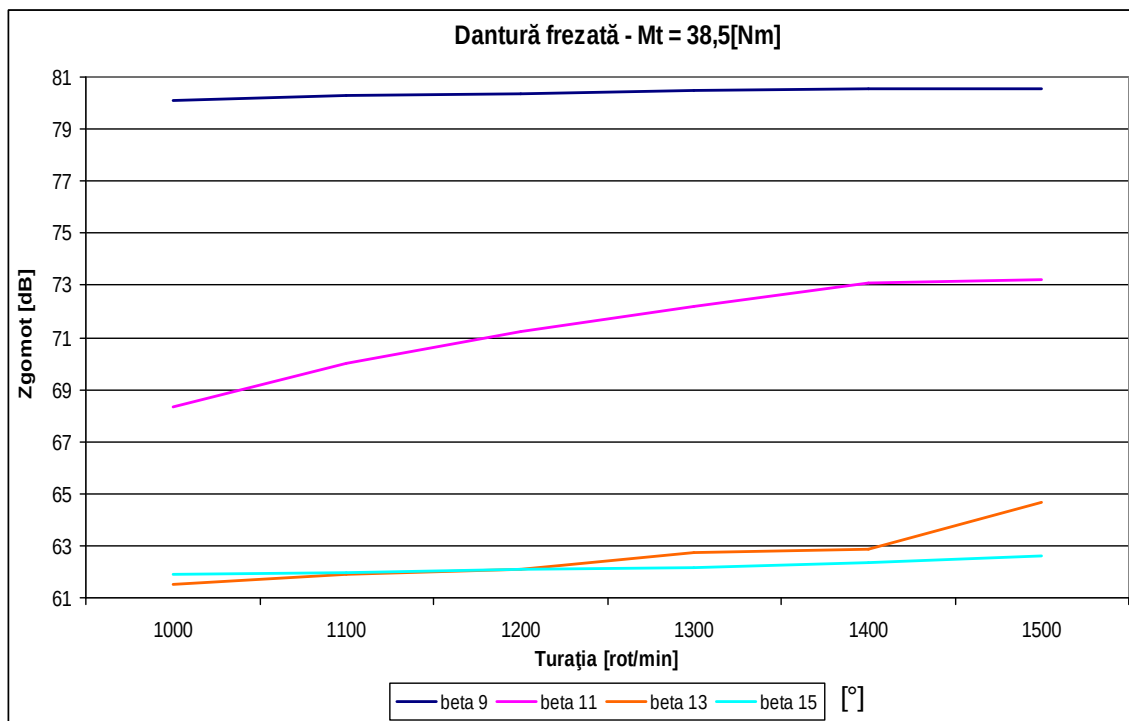


Fig. 4.15 Variația zgomotului pentru dantura frezată la moment de încărcare maxim și turație variabilă

Conform figurii 4.15 prin creșterea unghiului de înclinare al danturii se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura frezată la unghiul de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$) al reductorului la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38.5$ [Nm]) aplicat transmisiei, după cum urmează:

- < **11,25%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$;
- < **22,10%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$;
- < **22,65%** pentru dantura frezată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$.

Conform figurii 4.16 prin creșterea unghiului de înclinare al danturii se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura rectificată la unghiul de înclinare al danturii $\beta = 9^\circ$) al reductorului la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38.5$ [Nm]) aplicat transmisiei, după cum urmează:

- < **3,38%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 11^\circ$;
- < **4,81%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 13^\circ$;
- < **8,44%** pentru dantura rectificată și unghi de înclinare al danturii $\beta = 15^\circ$.

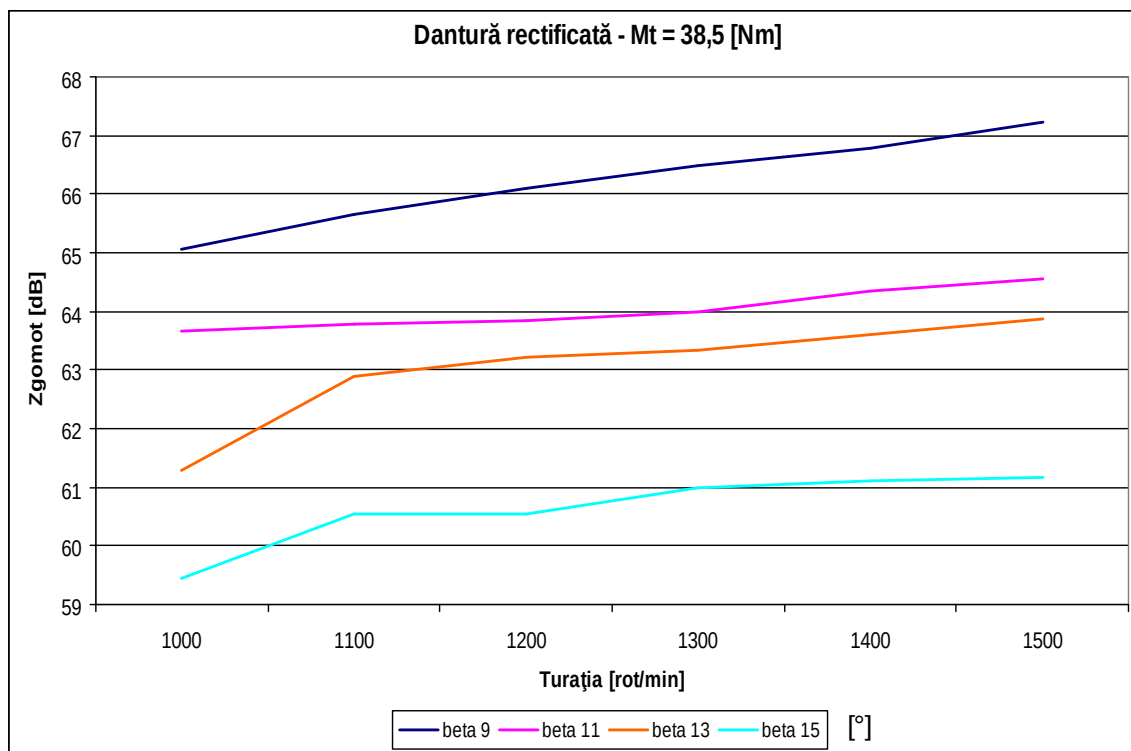


Fig. 4.16 Variația zgomotului pentru dantura rectificată la moment de încărcare maxim și turație variabilă

În figurile 4.17 ÷ 4.20 se prezintă comparativ pentru dantura frezată respectiv rectificată, influența unghiului de înclinare al danturii asupra variației nivelului de zgomot, măsurat la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) și turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei, respectiv măsurat la momentul de încărcare minim ($M_{t2} = 16$ [Nm]) și la momentul de încărcare maxim ($M_{t2} = 38.5$ [Nm]) aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare.

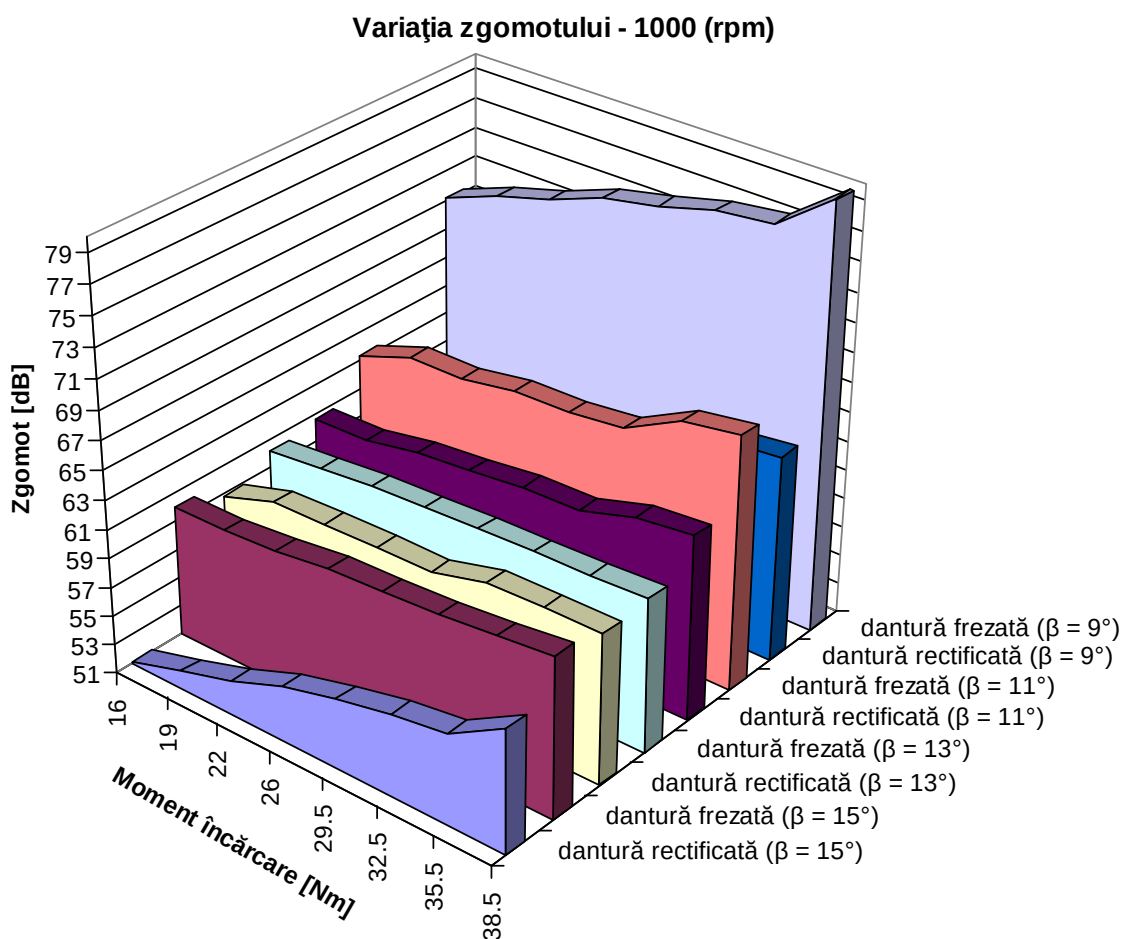


Fig. 4.17 Variația zgomotului la turație minimă și moment de încărcare variabil la diferite unghiuri de înclinare (β) și clase de precizie (8 și 6)

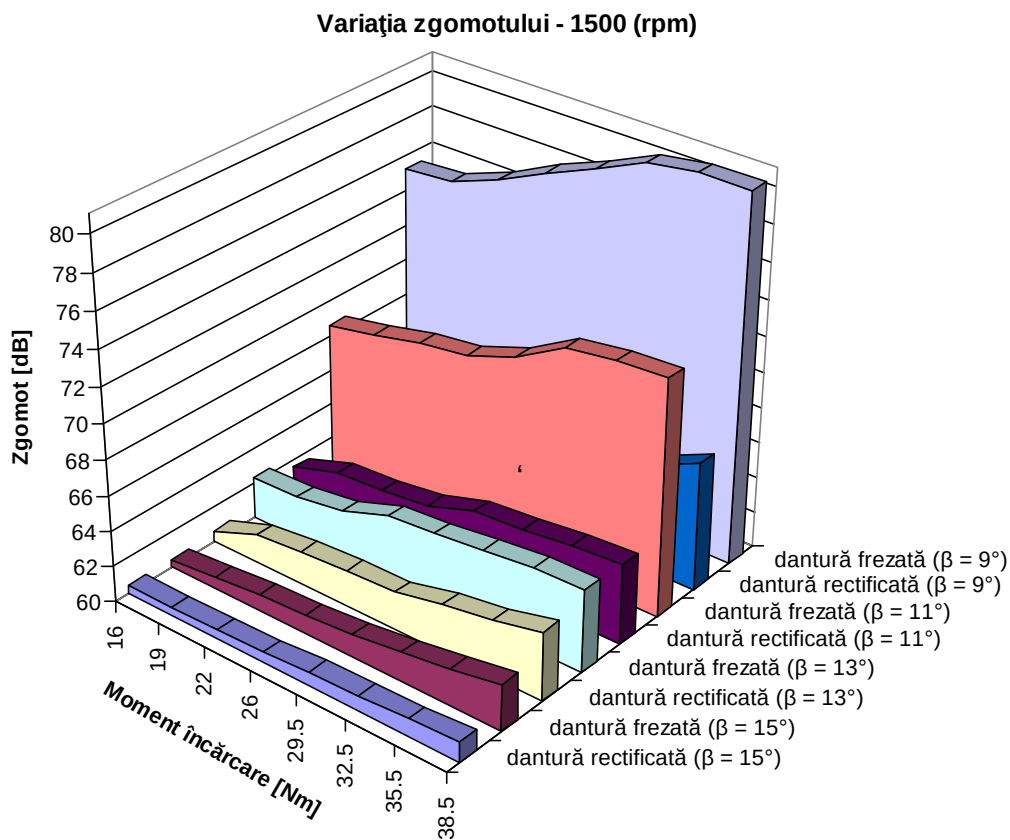


Fig. 4.18 Variația zgomotului la turație maximă și moment de încărcare variabil la diferite unghiuri de înclinare (β) și clase de precizie (8 și 6)

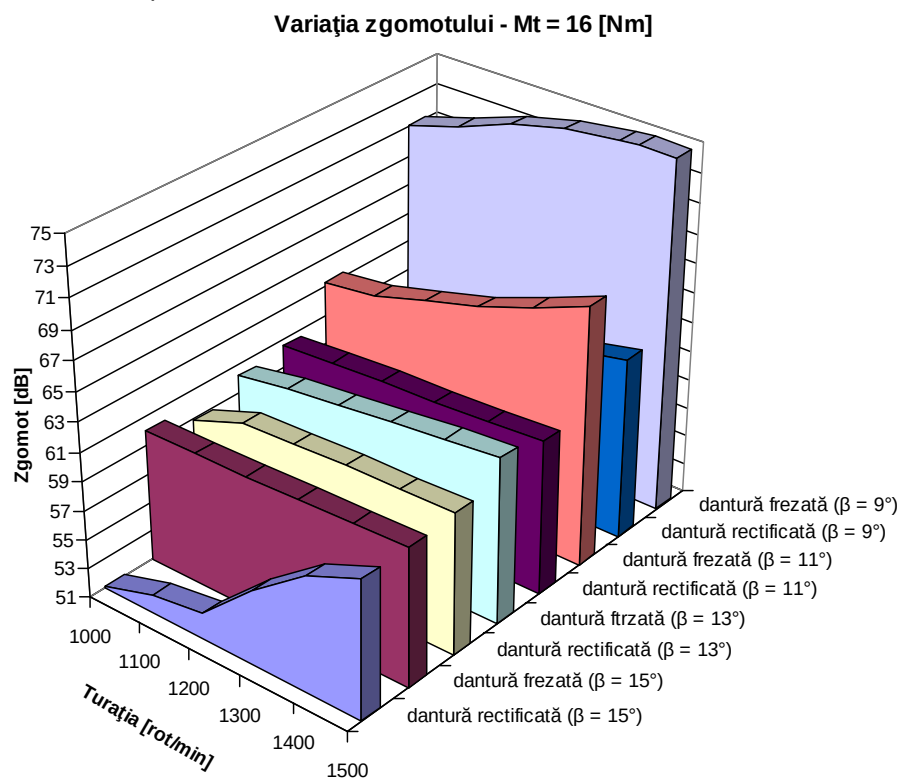


Fig. 4.19 Variația zgomotului la moment de încărcare minim și turație variabilă la diferite unghiuri de înclinare (β) și clase de precizie (8 și 6)

Variația zgomotului - $M_t = 38,5$ [Nm]

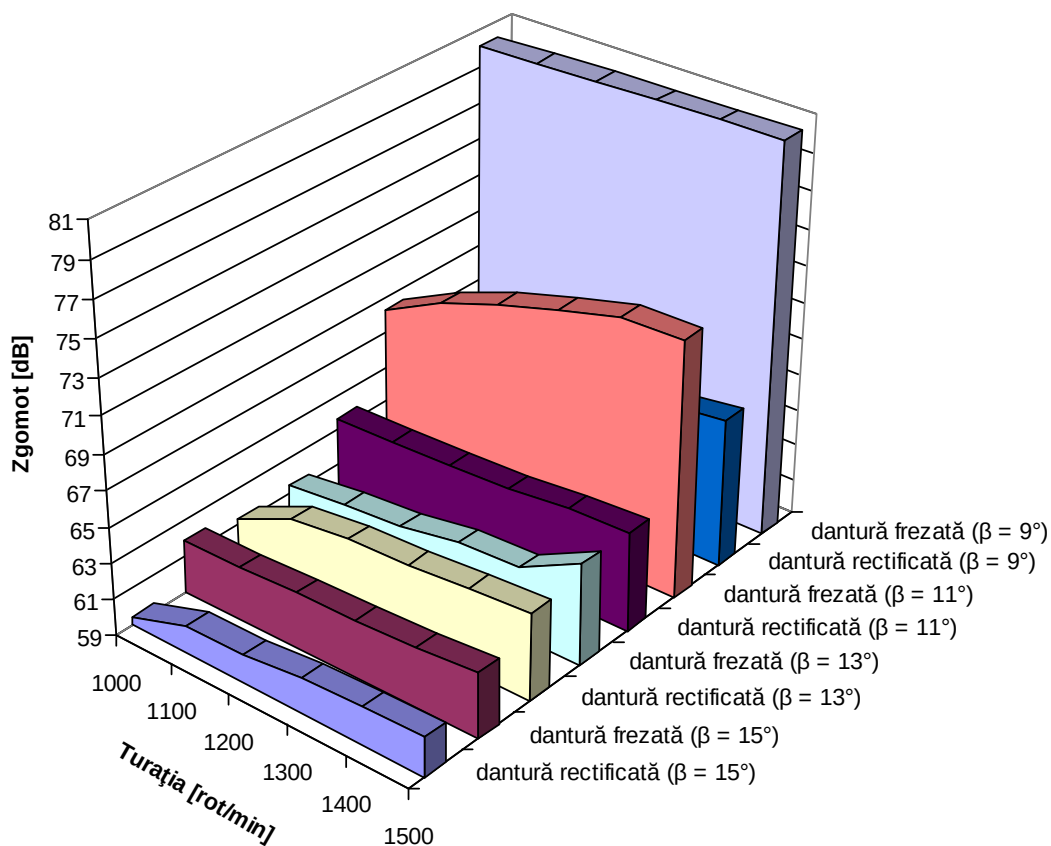


Fig. 4.20 Variația zgomotului la moment de încărcare maxim și turație variabilă la diferite unghiuri de înclinare (β) și clase de precizie (8 și 6)

Conform graficelor prezentate în figurile 4.17 ÷ 4.20 se pot observa următoarele:

- pentru danturile rectificate în clasa a 6-a de precizie amplitudinile zgomotelor scad cu creșterea unghiului de înclinare β ;
- pentru danturile frezate în clasa a 8-a de precizie amplitudinile zgomotelor scad cu creșterea unghiului de înclinare β ;
- pentru unghi de înclinare β constant amplitudinile zgomotelor danturii rectificate sunt mai mici decât amplitudinile zgomotelor danturii frezate.

Valorile măsurătorilor obținute în urma cercetărilor experimentale și indicate în figurile 4.17 ÷ 4.20 confirmă următoarea concluzie: *creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea amplitudinilor nivelului de zgomot măsurat.*

În figurile următoare se prezintă comparativ pentru dantura frezată, rectificată respectiv teflonată (acoperită cu unu, două și trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052), variația nivelului de zgomot, măsurat la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) și turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei, la unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$.

Conform figurii 4.21 prin creșterea preciziei de prelucrare a danturii (din clasa a 8-a în clasa a 6-a), respectiv acoperirea danturii cu material fluoropolimeric Xylan 1052, se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura frezată) al reductorului la turația minimă ($n_1 = 1000$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < 5,68% pentru dantura rectificată;
- < 9,87% pentru dantura acoperită cu un strat de teflon;
- < 11,43% pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < 13,12% pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

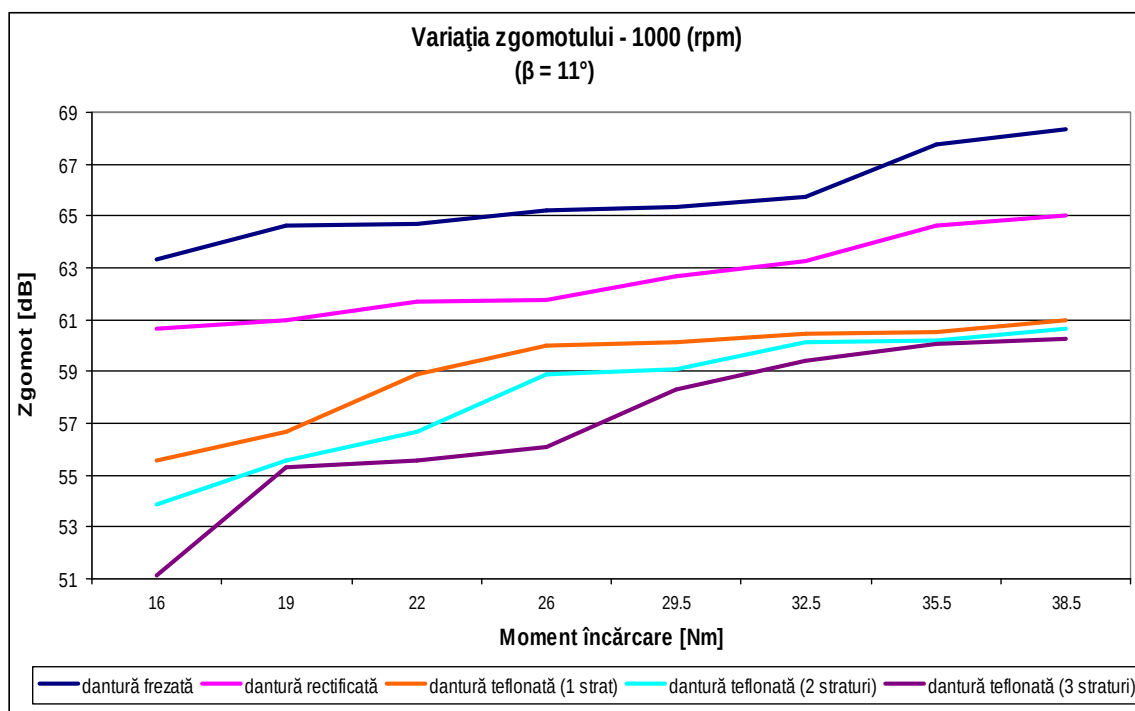


Fig. 4.21 Variația zgomotului la turație minimă și moment de încărcare variabil, funcție de precizia de prelucrare și numărul straturilor de teflon

Conform figurii 4.22 prin creșterea preciziei de prelucrare a danturii (din clasa a 8-a în clasa a 6-a), respectiv acoperirea danturii cu material fluoropolimeric Xylan

1052, se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura frezată) al reductorului la turația maximă ($n_1 = 1500$ [rot/min]) a motorului de antrenare, după cum urmează:

- < **10,87%** pentru dantura rectificată;
- < **10,59%** pentru dantura acoperită cu un strat de teflon;
- < **11,75%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **12,95%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

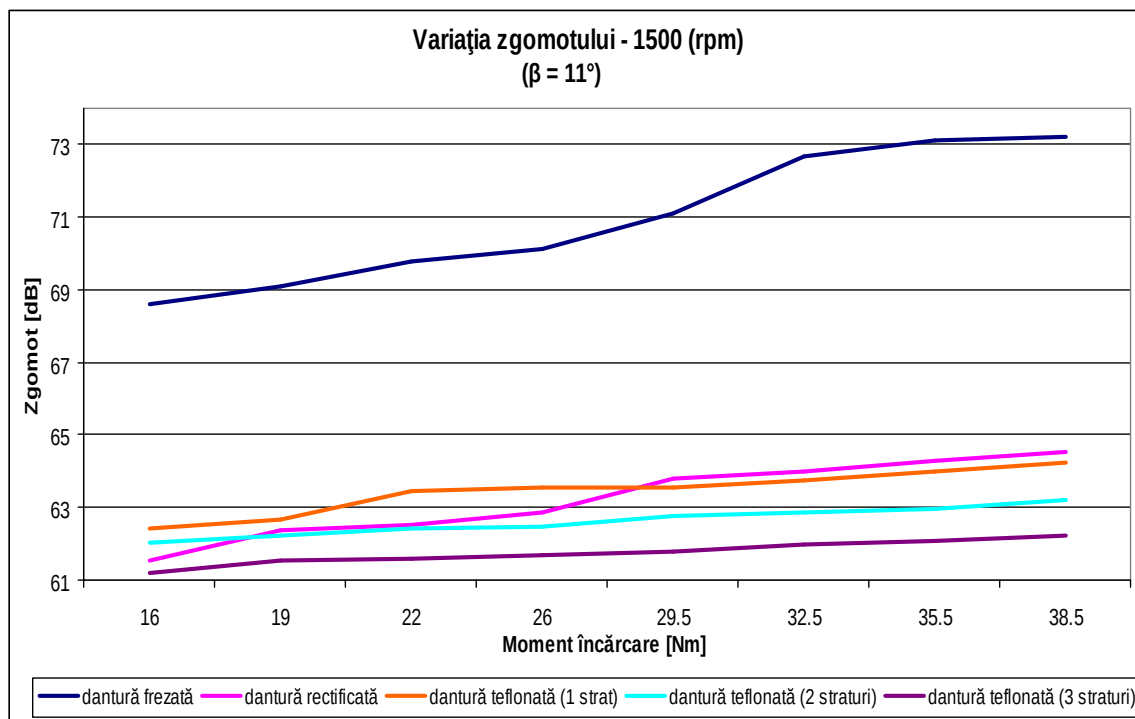


Fig. 4.22 Variația zgomotului la turație maximă și moment de încărcare variabil, funcție de precizia de prelucrare și numărul straturilor de teflon

Conform figurii 4.23 prin creșterea preciziei de prelucrare a danturii (din clasa a 8-a în clasa a 6-a), respectiv acoperirea danturii cu material fluoropolimeric Xylan 1052, se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura frezată) al reductorului la moment de încărcare minim ($M_{t2} = 16$ [Nm]) aplicat transmisiei, după cum urmează:

- < **6,88%** pentru dantura rectificată;
- < **8,15%** pentru dantura acoperită cu un strat de teflon;
- < **10,65%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **11,91%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

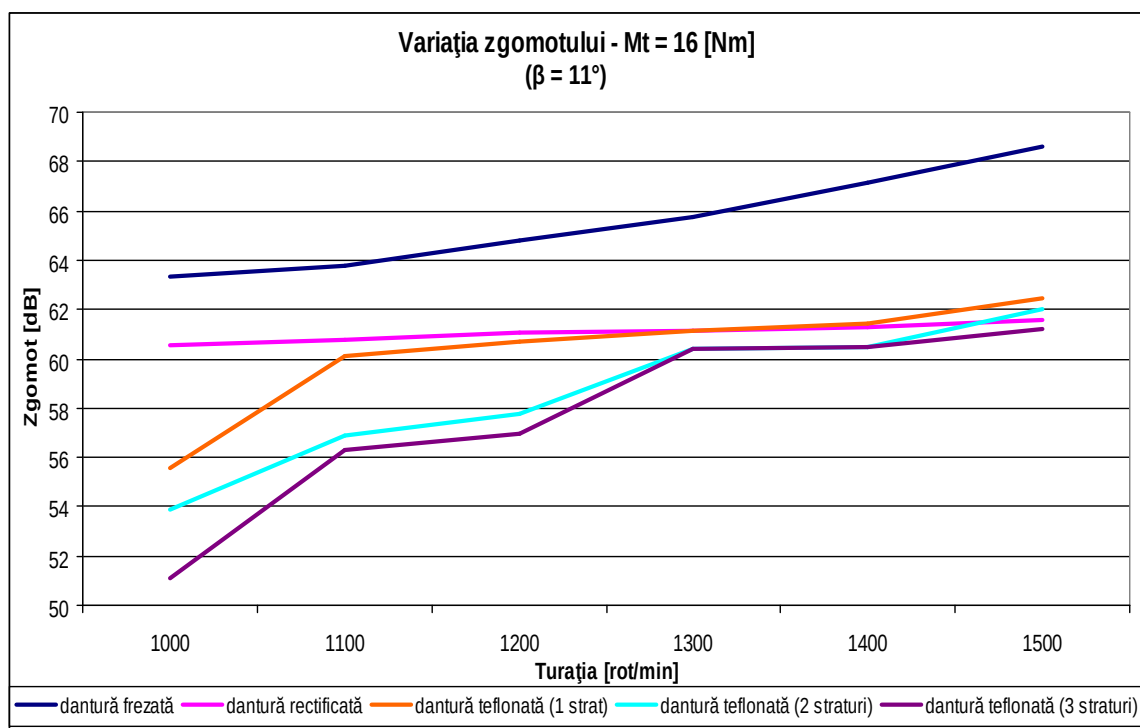


Fig. 4.23 Variația zgomotului la moment de încărcare minim și turație variabilă, funcție de precizia de prelucrare și numărul straturilor de teflon

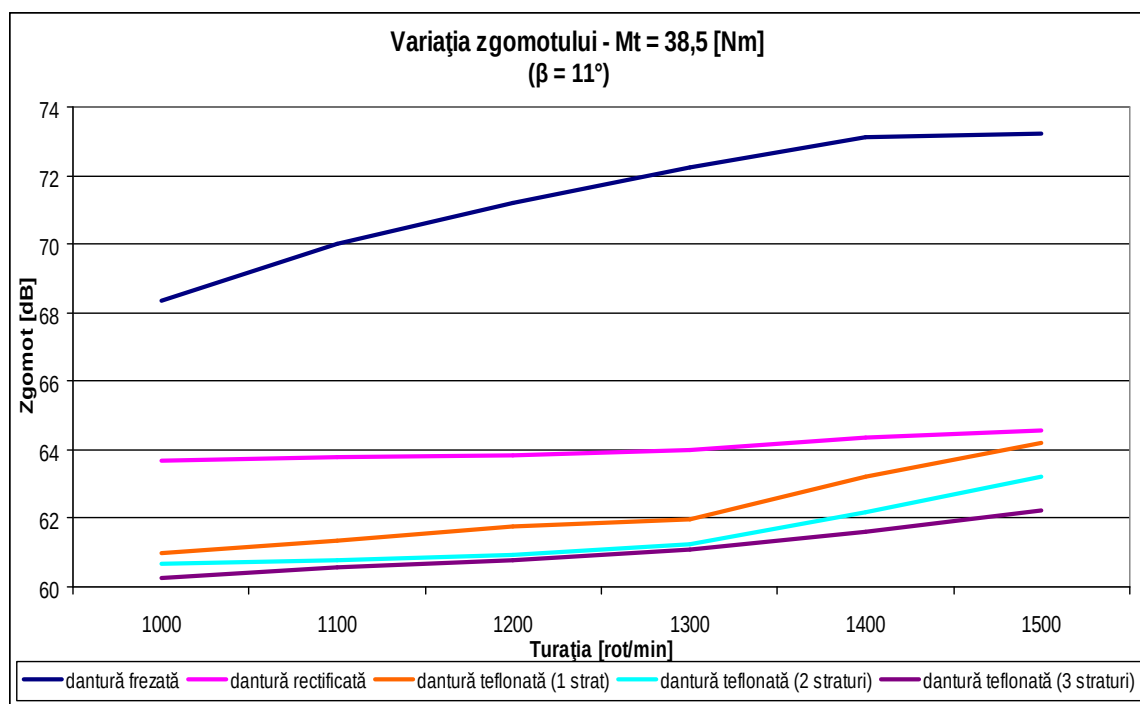


Fig. 4.24 Variația zgomotului la moment de încărcare maxim și turație variabilă, funcție de precizia de prelucrare și numărul straturilor de teflon

Conform figurii 4.24 prin creșterea preciziei de prelucrare a danturii (din clasa a 8-a în clasa a 6-a), respectiv acoperirea danturii cu material fluoropolimeric Xylan 1052, se produce o scădere a nivelului de zgomot (comparativ cu dantura frezată) al reductorului la moment de încărcare maxim ($M_{t2} = 38.5$ [Nm]) aplicat transmisiei, după cum urmează:

- < **10,26%** pentru dantura rectificată;
- < **12,75%** pentru dantura acoperită cu un strat de teflon;
- < **13,81%** pentru dantura acoperită cu două straturi de teflon;
- < **14,38%** pentru dantura acoperită cu trei straturi de teflon.

Observație: Diagramele din figurile 4.1 ÷ 4.24 au fost întocmite în baza valorilor amplitudinilor maxime ale zgomotelor măsurate cu programul PULSE (vezi modelul de raport generat de programul PULSE în anexa IV) și indicate tabelar în anexa II.

Valorile măsurărilor obținute în urma cercetărilor experimentale și indicate în figurile 4.21 ÷ 4.24 confirmă următoarea concluzie: *creșterea preciziei de prelucrare a danturii (de la clasa a 8-a de precizie la clasa a 6-a de precizie) și a numărului de straturi teflonate duce la scăderea amplitudinilor nivelului de zgomot măsurat.*

4.5 Concluzii și contribuții originale

Capitolul patru al tezei prezintă cercetările autorului privind influența unghiului de înclinare și a preciziei de prelucrare a danturii (de la clasa a 8-a de precizie la clasa a 6-a de precizie) a unei transmisii prin roți dințate cilindrice asupra nivelului de zgomote, la diferite turații și momente de încărcare aplicate transmisiei având în vedere și cazul flancului teflonat.

Încercările experimentale s-au făcut pe patru perechi de angrenaje cilindrice (pinion + roată dințată) a căror dantură s-a realizat prin frezare (în clasa a 8-a de precizie), la care s-a păstrat raportul de transmitere, dar s-a variat unghiul de înclinare al danturilor ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°). Aceleași patru perechi de angrenaje cilindrice (pinion + roată dințată) au fost rectificate în clasa a 6-a de precizie.

Culegerea datelor s-a făcut cu un microfon piezo amplasat în punctul cel mai îndepărtat al reductorului, față de angrenajele cilindrice, carcasa superioară, la

aceleași șase trepte de turație ale motorului de antrenare: $n_1 = 1.000, 1.100, 1.200, 1.300, 1.400$ și 1.500 [rot/min], respectiv la aceleași opt trepte ale momentului de încărcare: $M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm], aplicat transmisiei.

Pentru că s-a dorit să se studieze doar zgomotele produse de roțile dințate s-a apelat la analiza FFT (Fast Fourier Transformation) și cu ajutorul rapoartelor de măsurare generate de programul PULSE s-a determinat:

- amplitudinea maximă a zgomotului măsurat la frecvența de angrenare f_z .

Prin cercetările întreprinse, autorul aduce o serie de contribuții originale, dintre care se amintesc următoarele:

- s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la turații constante ale motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei pentru angrenajul cilindric cu dantura frezată și unghiuri de înclinare a danturilor variabile ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°);

- s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la turații constante ale motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei pentru angrenajul cilindric cu dantura rectificată și unghiuri de înclinare a danturilor variabile ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°);

- s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la turația minimă, respectiv turația maximă, a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei pentru angrenajul cilindric cu dantura frezată și unghiuri de înclinare a danturilor variabile ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°);

- s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la turația minimă, respectiv turația maximă, a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei pentru angrenajul cilindric cu dantura rectificată și unghiuri de înclinare a danturilor variabile ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°);

- s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la momentul de încărcare minim, respectiv momentul de încărcare maxim, aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare pentru angrenajul cilindric cu dantura frezată și unghiuri de înclinare a danturilor variabile ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°);

- s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la momentul de încărcare minim, respectiv momentul de încărcare maxim, aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare pentru angrenajul cilindric

cu dantura rectificată și unghiuri de înclinare a danturilor variabile ($\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15°);

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la turația minimă, respectiv turația maximă, a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei pentru angrenajul cilindric cu dantura frezată, rectificată și teflonată (acoperită cu unu, două și trei straturi de material fluoropolimeric Xylan 1052) cu unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$;

➤ s-a determinat variația amplitudinilor maxime a nivelului de zgomot, măsurate la momentul de încărcare minim, respectiv momentul de încărcare maxim, aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare pentru angrenajul cilindric cu dantura frezată, rectificată și teflonată (acoperită cu unu, două și trei straturi de material fluoropolimeric Xylan 1052) cu unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$.

Din graficele prezentate în figurile 4.1 ÷ 4.24 rezultă următoarele concluzii:

- amplitudinea zgomotului scade cu creșterea unghiului de înclinare al danturii;
- amplitudinea zgomotului scade cu creșterea preciziei de prelucrare a danturii și a numărului de straturi teflonate;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice;
- panta de creștere a zgomotelor scade cu creșterea unghiului de înclinare și a preciziei de prelucrare a danturii.

S-a putut trage concluzia generală că, *prin creșterea unghiului de înclinare a danturii, a preciziei de prelucrare a danturii și a numărului de straturi teflonate, au fost obținute scăderi ale amplitudinilor maxime ale nivelului de zgomot.*

Capitolul 5. Determinarea prin simulare numerică a influenței angrenajelor cu roți dințate teflonate asupra vibrațiilor

5.1 Generalități și noțiuni despre modele, sisteme. Conceptul de simulare

Cuvântul „simulare” derivă din latinescul „simulatio”, care înseamnă capacitatea de a reproduce, reprezenta sau imita ceva.

În matematică, termenul „simulare” a fost folosit pentru prima dată de către John von Neumann și S. Ulan în anii 1940 ÷ 1944, cu ocazia cercetărilor de fizică nucleară efectuate în S.U.A.. John von Neumann și S. Ulan, împreună cu N. Metropolis, Fermi și alți matematicieni și fizicieni ai școlii „Los Alamos” au introdus în matematică, în aceeași perioadă, „metoda Monte Carlo”. Denumirea, desigur improprie, provine din faptul că primele metode de generare a numerelor aleatoare au fost cele oferite de rezultatele obținute la ruletele vestitelor cazinouri din Monte Carlo. [8], [65], [74].

Se spune că simularea este mai mult o artă decât o știință.

Zilnic se utilizează produse care există în mediul înconjurător și care trebuie să îndeplinească cu succes rolul pentru care au fost fabricate și proiectate, deci aceste produse trebuie să respecte cerințele de securitate și calitate în funcționare. Prin utilizarea zilnică a acestor produse componentele acestora vor fi expuse la diferite solicitări, cum sunt: temperaturi extreme datorate fenomenelor din natură, solicitări ale mecanismelor care se datorează forțelor, accelerațiilor, vitezelor sau impacturilor de viteză mare. Funcție de intensitatea, tipul și frecvența solicitărilor la care sunt supuse componentele unui produs, acesta va reacționa diferit modificându-și comportarea funcționării până la apariția defectelor [61], [72], [73].

Simularea numerică sau digitală, utilizează modelarea și analiza computerizată pentru a verifica comportarea în timp a produselor supuse solicitărilor la diferite condiții de funcționare. Simularea și analiza numerică, folosind un prototip virtual, studiază aspectele descrise mai sus, eliminând sau reducând posibilitatea de apariție a defectelor cauzate de solicitările care apar în funcționare [61], [67].

În ultimi ani, o dată cu dezvoltarea aplicațiilor software ingineresti pentru proiectarea și modelarea 3D a produselor, este posibilă optimizarea și dezvoltarea de

produse folosind prototipul virtual. Etapele ulterioare concepției vor utiliza pentru simularea comportării și fabricației prototipul virtual. Principalele avantaje ale simulării numerice ale dispozitivelor sunt [21], [71], [72], [87]:

- prin simularea numerică a prototipului virtual, se reduc costurile cu testarea fizică;
- intervalul de timp în care se dezvoltă un produs nou, de la concepție până la fabricație, se reduce;
- este posibilă optimizarea produsului încă din faza de proiect, eliminând astfel costurile cu prototipurile fizice;
- calitatea, siguranța în funcționare și fiabilitatea cresc.

Desigur că simularea presupune și unele dezavantaje. Construirea modelelor de simulare cere o pregătire specială. Se spune că simularea este mai degrabă o artă decât o știință, care se învață în timp și prin experiență. Rezultatele simulării sunt aproximative și nu exacte, iar uneori sunt greu de interpretat. Cele mai multe ieșiri ale sistemului sunt variabile aleatoare (bazate pe intrări aleatoare) și va fi greu de determinat dacă se datorează interacțiunilor sistemului sau întâmplării [28], [73],[74].

În construcția de mașini proiectarea pieselor se realizează, în majoritatea cazurilor, fără utilizarea programelor specializate de proiectare asistată de calculator, respectiv de analiză a comportării acestora din punct de vedere al rezistenței mecanice. Metoda de analiză cu element finit permite vizualizarea spațială a comportării unor piese supuse la solicitări și oferă inginerilor posibilitatea de optimizare a pieselor pe baza criteriilor impuse prin proiectare [65], [89].

Utilizarea metodelor moderne de proiectare asistată de calculator și analiza comportării piesei la solicitării impuse prin metoda elementului finit, pune la dispoziția inginerului instrumentul necesar de lucru pentru optimizarea proiectării din punct de vedere al cunoașterii comportării piesei la solicitările impuse și a deformației pieselor, reducerea greutateii, identificarea zonelor critice. Acest fapt contribuie la creșterea încrederii inginerilor în soluția rezultată și permite luarea unor decizii de proiectare în cunoștință de cauză [8], [21].

O astfel de analiză implică, însă, asimilarea modului de lucru cu un program specializat de proiectare asistată, precum și a programelor de simulare și analiză cu element finit. Fără a neglija ușurința în manipularea acestor programe, specializarea în operarea cu astfel de programe se poate face numai printr-o investiție intelectuală,

ceea ce impune asimilarea acestor metode de proiectare, simulare și analiză [65], [71].

Modele

Modelarea este o metodă de studiu a unor procese și fenomene care se realizează prin substituirea obiectului real al cercetării. Ca metodă de cercetare este destul de veche, modelele fizice prin similitudine, apoi cele construite prin analogie înlocuind de multe ori obiectul real supus cercetării [42], [61], [73].

Un model presupune, în general, reprezentarea sistemului ca o mulțime de părți în interacțiune una cu alta.

Modelul poate fi:

- un duplicat al sistemului;
- o reprezentare simbolică (de exemplu matematică) a sistemului;
- sistemul.

Modelele constituie reprezentări ale realității. Dacă ele ar fi tot atât de greu de manevrat ca realitatea, prin utilizarea lor nu s-ar obține nici-un avantaj. De obicei se pot construi modele mult mai simple decât realitatea, pe baza cărora putem să prevedem și să explicăm cu un înalt grad de acuratețe, fenomene complexe. Explicația constă în faptul că, deși pentru a descrie un fenomen este necesar un număr mare de variabile, de obicei puține dintre acestea au rol esențial. Important este să descoperim care sunt acele variabile și relațiile dintre ele [21], [89].

Modelarea matematică ocupă un loc important în ansamblul metodelor de modelare, în special prin facilitățile oferite de calculatoarele cu capacitate mare de memorare și viteză mare de lucru.

Modelele matematice au apărut din necesitatea de a descrie și studia formal comportarea diferitelor tipuri de sisteme reale, cu scopul luării unor decizii privind evoluția lor viitoare.

Elaborarea unei structuri matematice împreună cu o listă de corespondențe între simbolurile matematice și obiectele situației concrete considerate a condus la ceea ce numim model matematic.

În procesul de modelare matematică, componentelor sistemului li se asociază anumite variabile/parametri, unele cunoscute (controlabile), numite variabile/parametri de intrare, altele necunoscute (necontrolabile), numite variabile/parametri de ieșire. Legăturile și interacțiunile dintre componentele sistemului sau legăturile sistemului cu

exteriorul se transpun în modelul matematic prin relații funcționale (ecuații și/sau identități). Scopul modelului este de a exprima variabilele necontrolabile în funcție de variabilele controlabile, astfel încât să fie satisfăcute criteriile de performanță. Uneori nu este posibil să se exprime sub formă de ecuații toate legăturile, condiționările și interdependențele necesare, motiv pentru care unele dintre acestea se descriu prin condiții logice sau proceduri ce pot fi manipulate numai prin intermediul calculatorului. Modelul matematic completat cu astfel de proceduri este un model de simulare, care pornind de la valori ale variabilelor controlabile (generate cu algoritmi speciali), va produce valori ale variabilelor necontrolabile, oferind variante din care se poate alege cea mai bună. De aici rezultă că modelul de simulare produce experimente asupra sistemului pe care-l simulează, ceea ce permite alegerea acelor valori ale variabilelor și parametrilor de intrare care conduc la performanțele dorite [8], [28].

Tipuri de modele

În multe domenii științifice se folosesc trei tipuri de modele:

- modele imitative;
- modele analogice;
- modele simbolice.

Modelele imitative transpun realitatea la o altă scară, mai mare sau mai mică, cu scopul observării comportării realității respective. Prin modele imitative se obțin imitații ale realității, ceea ce înseamnă că un model imitativ seamănă cu fenomenul pe care-l reprezintă, dar diferă ca mărime; el este o imagine. Modelele imitative sunt specifice, concrete (fizice) și greu de manipulat în scopuri experimentale [65], [73].

Modelele analogice, spre deosebire de cele imitative, exprimă un fenomen sau proces pe care-l studiem (al cărui comportament nu-l cunoaștem aprioric) printr-un model realist al unui fenomen sau proces care prezintă analogii.

Modelele analogice folosesc anumite proprietăți pentru a reprezenta alte proprietăți. Ele sunt mai puțin specifice, mai puțin concrete, dar mai ușor de mânuit decât modele imitative [65], [74].

Modelele simbolice folosesc litere, cifre sau alte simboluri pentru a reprezenta caracteristicile unei realități. Corelațiile între caracteristicile realității au condus la scrierea unor relații matematice adecvate și prin aceasta la crearea unui model abstract (matematic) [8], [89].

Modelele matematice folosesc simboluri și ecuații matematice pentru a reprezenta un sistem.

Un model de simulare este un tip particular de model matematic al unui sistem.

Modelele de simulare pot fi clasificate astfel:

- statistice sau dinamice;
- deterministe sau stochastice;
- discrete sau continue.

Modelele statice sunt acelea care nu iau în mod explicit în considerare variabila timp; ele reflectă situații și stări invariante și atemporale. Cele mai multe modele statice sunt deterministe și soluțiile lor pot fi obținute și analitic [8].

Modelele dinamice sunt acelea care țin seamă de variația și interacțiunea în timp a variabilelor considerate. Ele încorporează timpul ca mărime fundamentală. Timpul constituie o variabilă de stare. Ele se rezolvă utilizând tehnica simulării [28].

Modelele deterministe sunt acelea în care toate variabilele sunt nealeatoare, iar caracteristicile operative sunt ecuații de o anumită formă; de obicei, soluțiile acestor modele se obțin pe cale analitică [65].

Modelele stochastice sunt acelea care conțin una sau mai multe variabile de intrare aleatoare și deci una din caracteristicile operative este dată printr-o funcție de densitate; intrările aleatoare conduc la ieșiri aleatoare. Modelele stochastice au la bază ideea că evenimentele nu se produc cu certitudine, ci cu o anumită probabilitate. În cazul modelelor deterministe evenimentele se produc sau nu se produc, iar în cazul producerii există o certitudine bazată pe reguli clare. În cazul modelelor aleatoare evenimentele se produc sau nu se produc, regulile de inferență ale modelului nu conferă certitudine producerii lor. Aceste modele, de obicei, se rezolvă folosind tehnica simulării, metodele analitice fiind ineficiente [73], [74].

Modelele discrete sunt acele modele în care schimbările stărilor variabilelor se fac la momente discrete de timp [8].

Modelele continue sunt acelea în care schimbările stărilor variabilelor se produc continuu [8].

Sisteme

Dezvoltarea în ritm accelerat a științei și tehnicii contemporane creează complexitate, care devine din ce în ce mai greu de controlat, de stăpânit, de condus.

În sprijinul eforturilor sale de a stăpâni complexitatea, de a-i cunoaște componentele, de a descoperi diferite legi care o guvernează, omul a creat noțiunea de sistem.

Sistemul reprezintă un ansamblu de elemente (componente fizice sau logice, legi, reguli etc.) interconectate, care funcționează în comun pentru realizarea unui sau mai multor scopuri [61], [73].

Elementul reprezintă o parte din sistem (un subansamblu sau o componentă) capabilă să îndeplinească o anumită funcțiune în cadrul sistemului [74].

Elaborarea unei structuri matematice împreună cu o listă de corespondențe între simbolurile matematice și obiectele situației concrete considerate a condus la ceea ce numim model matematic. Modelele matematice au apărut din necesitatea de a descrie și studia formal comportarea unei categorii de sisteme reale, cu scopul de a controla și dirija activitatea lor viitoare [67], [87].

Ceea ce a condus la apariția *simulării* a fost necesitatea obținerii unor informații despre un anumit sistem înainte ca el să fie realizat.

Oamenii trăiesc în sisteme sociale. Activitatea tehnologică a produs sisteme fizicotehnice complexe.

O clasificare a sistemelor poate fi făcută în sisteme deschise și sisteme cu conexiune inversă.

Un *sistem deschis* (figura 5.1) este caracterizat de ieșiri care corespund intrărilor în sistem, dar ieșirile sunt izolate de intrări și nu au nici o influență asupra acestora. Într-un sistem deschis, rezultatele acțiunii trecute nu comandă acțiunea viitoare. Sistemul nu observă și nu reacționează la propria-i performanță [89].

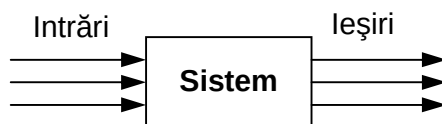


Fig. 5.1 Sistem deschis

Sistemul cu conexiune inversă (cu reacție sau feed-back) care este denumit și sistem închis este influențat de propria-i comportare trecută. La aceste sisteme ieșirile pot regla intrările. Un sistem cu conexiune inversă (figura 5.2) funcționează ca o buclă închisă care folosește rezultatele acțiunii trecute ale sistemului pentru a comanda acțiunea viitoare [8].

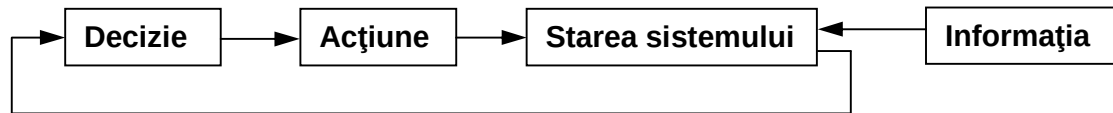


Fig. 5.2 Sistem cu conexiune inversă

Bucula conexiunii inverse este o cale închisă care leagă în aceeași secvență o decizie ce comandă acțiunea, starea sistemului și informația despre starea sistemului, în final întorcându-se la punctul de luare a deciziilor.

În general, un model M al unui sistem S este un alt sistem S' care din anumite puncte de vedere este echivalent cu S , dar care este mai ușor de studiat decât S . Printr-un sistem S înțelegem următoarea structură de mulțimi:

$$S = \{T, X, U, V, Y, \varphi, \eta\}$$

unde

- T este timpul de bază utilizat pentru cronometrarea și ordonarea evenimentelor; T este un număr real dacă sistemul este cu timp continuu sau întreg dacă sistemul este cu timp discret;

- X reprezintă mulțimea intrărilor în sistem;

- U este mulțimea segmentelor de intrare în sistem, prin segment de intrare în sistem asociat funcției $u: T \rightarrow X$ înțelegându-se graficul funcției u pe un interval $[t_0, t_1]$, adică:

$$u([t_0, t_1]) = \{(t, u(t)) / t_0 \leq t \leq t_1\};$$

- V este mulțimea stărilor sistemului; starea este un concept de modelare a structurii interne a sistemului, ce conține istoria acestuia și care-i afectează prezentul și viitorul și împreună cu forma intrărilor determină în mod unic ieșirile din sistem;

- Y este mulțimea ieșirilor sistemului;

- φ este funcția de răspuns a sistemului $\varphi: X \times V \rightarrow Y$; dacă la o intrare $u([t_0, t_1])$ sistemul se află în starea $\pm_{t_0} \in V$ atunci ieșirea sistemului $Y = \varphi(u([t_0, t_1]), \pm_{t_0})$;

- η este funcția de tranziție a stărilor ceea ce înseamnă că dacă intrarea $u([t_0, t_1])$ găsește sistemul în starea $\pm_{t_0} \in V$ atunci îl transformă pe acesta în starea $\pm_{t_1} = \eta(u([t_0, t_1]), \pm_{t_0})$.

Cunoașterea intrărilor $u \in U$ și a răspunsurilor corespunzătoare acestora $y \in Y$ reprezintă comportarea sistemului.

Un model al unui sistem trebuie să îndeplinească următoarele trei condiții [28], [65], [73]:

1. modelul trebuie să reflecte cât se poate de fidel realitatea reprezentată;
2. modelul trebuie să constituie o simplificare a realității reprezentate;
3. modelul este prin esența sa o idealizare a realității reprezentate.

Conceptul de simulare

Există mai multe definiții formulate de diferiți autori cu privire la conceptul de simulare [21], [71], [72]:

- simularea este procesul prin care se construiește un model al unui sistem real și se realizează experimente cu acest model în scopul înțelegerii comportamentului sistemului și/sau evaluării diferitelor strategii pentru sistemul analizat;
- simularea pe calculator este procesul prin care se construiește un model matematico-logic al unui sistem real, după care se realizează experimente cu acest model;
- simularea este imitarea modului de lucru al unui proces sau sistem real, include generarea unei istorii artificiale și observarea acesteia pentru a realiza inferențe privind caracteristicile funcționale ale sistemului real. Ea este folosită în analiza comportamentului unui sistem, în analize de tip „Ce se întâmplă dacă...?” sau în proiectarea unor sisteme reale;
- simularea se referă la o colecție largă de metode și aplicații pentru imitarea comportamentului unui sistem real, de obicei cu un calculator și cu un software adecvat;
- simularea este o tehnică numerică de realizare a experimentelor pe calculator și presupune utilizarea unor tipuri de relații matematice și logice necesare pentru descrierea comportamentului și structurii unui sistem real complex de-a lungul unei perioade lungi de timp.

În proiectarea sistemelor, deosebit de importantă este obținerea unor informații despre sistem înainte ca el să fie realizat concret; acest lucru este posibil aplicând tehnica simulării.

Prin simulare numerică se înțelege totalitatea procedeelelor matematice și de calcul destinate studiului comportării în timp a sistemelor reale cu ajutorul calculatoarelor electronice numerice, presupunându-se că în evoluția acestor sisteme

intervin și elemente aleatoare. Simularea numerică este o tehnică potrivit căreia se asociază sistemului real un model adecvat numit model de simulare, care reprezintă mulțimea interacțiunilor logice ale componentelor sistemului, precum și mecanismul schimbării lor în timp. Modelul este folosit apoi pentru a produce, prin intermediul calculatorului, succesiunea cronologică de stări prin care trece sistemul, considerându-se dată starea sa inițială [87], [89].

Deoarece în evoluția lor sistemele reale sunt influențate de cauze aleatoare al căror efect trebuie pus în evidență în cadrul modelelor de simulare, una din problemele matematice importate ale simulării numerice constă în generarea cu calculatorul a unor selecții statistice asupra diferitelor tipuri de variabile aleatoare și procese stochastice.

O altă problemă importantă legată de construirea modelelor de simulare este aceea a cronometrării exacte a evenimentelor stărilor sistemului simulat folosind o variabilă numită ceasul simulării, care este supusă unui număr finit de creșteri pe parcursul simulării. Deși nu oferă soluții exacte simularea este o tehnică eficientă de cercetare atât pentru fenomenele fizice care nu pot fi percepute de om cât și pentru acelea percepute, dar imposibil de studiat analitic. Necesitatea simulării rezidă în faptul că adeseori sistemele reale nu pot fi studiate în mod direct, fie datorită dificultăților de evaluare calitativă sau cantitativă a fenomenelor, fie din cauza complexității (numărul mare de variabile de intrare și de ieșire, numărul mare de stări posibile, complexitatea funcțiilor φ și η , etc.) [28], [61], [67].

Studiul variantelor de decizie pe modele, pe lângă avantajele de natură economică, scurtează durata de obținere a soluțiilor, permite analiza unui număr mare de variante prin modificarea condițiilor inițiale, având avantajul revenirii la varianta de răspuns conformă cu cerințele utilizatorului.

Folosirea unui sistem real pentru experimentare poate conduce la perturbarea activităților unui domeniu în care este studiat sistemul, anumite variante mai puțin inspirate putând avea implicații imprevizibile.

În cazul unor sisteme care nu există încă se poate obține un plan de construire a sistemului în funcție de anumite criterii de optimizare a intrărilor și/sau ieșirilor sistemului reprezentat.

În simulare se utilizează calculatorul pentru a evalua, din punct de vedere numeric, un model de-a lungul unei perioade de timp specificate și se obțin date pentru a estima adevăratele caracteristici ale modelului [21], [71], astfel:

- simularea pe calculator este o metodă care poate fi utilizată pentru studierea performanței unui sistem real;
- simularea este arta și știința prin care se creează o reprezentare a unui proces sau sistem în scopul experimentării și evaluării;
- simularea este o tehnică de realizare a experimentelor.

Din aceste definiții se pot deduce următoarele ipoteze care stau la baza simulării [71], [72]:

- sistemul analizat poate fi real sau teoretic;
- se poate construi un model matematic și logic al sistemului analizat.

De obicei se utilizează un calculator pentru realizarea simulării. De aceea, se presupune că sistemul poate fi descris în termeni acceptabili pentru un sistem de calcul.

Datele despre funcționarea sistemului analizat se obțin prin executarea unui model, simularea funcționării acestuia, generându-se astfel o istorie artificială. Prin analiza istoriei artificiale se pot face inferențe referitoare la caracteristicile de funcționare ale sistemului real de-a lungul unei perioade de timp.

Scopul simulării este de a găsi „ceva” despre modul de funcționare al sistemului real.

Simularea este în special valoroasă pentru problemele care nu pot fi abordate prin metode matematice, analitice sau de optimizare. Deși, atât simularea cât și optimizarea sunt metode cantitative care se bazează pe modelele matematice, diferența fundamentală dintre cele două abordări constă în rolul variabilelor de decizie.

În cazul optimizării, valorile variabilelor de decizie sunt date de ieșire ale modelului. Aceste valori sunt obținute cu o formulă sau cu un algoritm de optimizare astfel încât ele să maximizeze sau minimizeze valoarea unei funcții obiectiv care exprimă criteriul de performanță al modelului [61], [67].

În cazul simulării, valorile variabilelor de decizie sunt date de intrare ale modelului. Prin simulare, pe baza modelelor matematice, se evaluează criteriul de performanță pentru anumite valori ale variabilelor decizionale.

În final, se va alege varianta care conduce la cea mai bună valoare a criteriului de performanță.

5.2 Simularea numerică

Simularea poate fi abordată în diferite moduri, în funcție de:

- 1) tipul interfețelor calculatorului utilizat: analogice, digitale, hibride;
- 2) natura procesului de simulare (în funcție de domeniul în care se operează): proces tehnologic, proces chimic, sistem economic, sistem biologic etc.;
- 3) desfășurarea „fluxului” de semnale în procesul de simulare: continuă, discretă sau mixtă;
- 4) relația temporală dintre evenimentele din procesul de simulare: desfășurare în timp real, mai rapid sau mai lent decât această modalitate, desfășurare în timp real cu „monitorizare” prin intermediul frecvenței de ceas sau a tactului propriu al procesului de simulare; posibilitatea de modificare a corelațiilor temporale care este foarte importantă pentru unele sisteme de simulat.

Cazurile particulare de simulare rezultă din combinarea categoriilor prezentate mai sus, precum și de modelele utilizate; ca exemple se pot da: simularea continuă și analogică, în timp real a unui sistem mecanic sau simularea discretă și digitală, la modul mai rapid decât cel în timp real a unui sistem economic [21].

5.2.1 Tipul de analiză

Simularea numerică va fi realizată prin intermediul aplicației SolidWorks, utilizând modulul de analiză dinamică liniară (Linear Dynamic Analysis).

Obiectivele unui studiu de analiză dinamică efectuat pe un sistem mecanic constau în:

- proiectarea structurală și mecanică a sistemului astfel încât să funcționeze fără defecțiuni într-un mediu dinamic;
- modificarea caracteristicilor sistemului pentru a reduce efectul vibrațiilor.

Într-o analiză liniară statică forțele sunt aplicate gradual până la atingerea valorii maxime după care rămân constante în timp. În această situație accelerațiile și vitezele sistemului excitat sunt neglijabile.

Într-o analiză liniară dinamică încărcările aplicate sunt dependente de timp, forma acestora fiind determinate (variație periodică sau ne-periodică) sau nedeterminate (descrise statistic). Accelerațiile și vitezele sistemului excitat sunt importante datorită luării în considerare a încărcărilor de tip inerțial și de amortizare.

Pentru obținerea soluției modulul de analiză dinamică liniară din SolidWorks rezolvă următoarea ecuație [90]:

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{f(t)\} \quad (5.1)$$

unde:

$[M]$ - matricea maselor;

$[C]$ - matricea de amortizare;

$[K]$ - matricea de rigiditate;

$\{f(t)\}$ - vectorul încărcărilor (variabil în funcție de timp);

$\{\ddot{u}(t)\}$ - vectorul accelerațiilor (variabil în funcție de timp);

$\{\dot{u}(t)\}$ - vectorul vitezelor (variabil în funcție de timp);

$\{u(t)\}$ - vectorul deplășărilor (variabil în funcție de timp).

În analiza dinamică liniară matricile maselor, de rigiditate respectiv de amortizare nu variază cu timpul, iar proprietățile materialelor sunt liniare.

Analiza dinamică liniară oferă trei tipuri de studii:

- Modal Time History Analysis – care se utilizează când variația încărcării funcție de timp este cunoscută și interesează răspunsul sistemului în funcție de timp;
- Armonic Analysis – care se utilizează când interesează răspunsul sistemului la o încărcare de tip armonic;
- Random Vibration Analysis – care se utilizează când interesează răspunsul sistemului la încărcări accidentale descrise statistic.

5.2.2 Etapele unei analize dinamice liniare

În SolidWorks, pentru realizarea unei analize dinamice liniare, trebuie parcurse următoarele etape:

- a) crearea unui studiu de analiză dinamică liniară și selecția uneia dintre cele trei medii de rezolvare (Modal Time History Analysis, Armonic Analysis, Random Vibration Analysis); în cadrul simulării se va utiliza mediul de rezolvare Modal Time History Analysis, pentru durata de analiză de 1 secundă și pentru incrementul de timp impus la valoarea de o zecime din cea mai mică perioadă corespunzătoare frecvențelor considerate în analiză.

- b) definirea materialului pentru fiecare componentă a sistemului; materialele vor fi selectate din librăria SolidWorks.
- c) aplicarea restrângerilor, prin prescrierea de deplasări nule sau ne-nule pe puncte, muchii sau fețe ale componentelor sistemului.
- d) definirea coeficientului de amortizare, utilizat pentru generarea matricei de amortizare; în cadrul simulării, datorită neglijării amortizării, valoarea impusă a coeficientului de amortizare a fost 0.
- e) aplicarea încărcărilor funcție de timp; se pot aplica forțe, presiuni, excitații de bază și condiții inițiale.
- f) definirea opțiunilor rezultatelor (salvarea rezultatelor pentru toți pașii soluției sau numai pentru anumiți pași, selecția tipurilor de rezultate: deplasări și viteze, tensiuni, reacțiuni);
- g) discretizarea sistemului și rularea studiului;
- h) vizualizarea rezultatelor.

5.3 Parametrii simulării numerice

Sistemul mecanic supus analizei constă în reductorul cercetat în cadrul tezei, a cărei geometrie 3D – realizată în SolidWorks este prezentată în figura 5.1.

Pentru simplificarea simulării și a calculelor geometria reală a roților și a rulmenților s-a înlocuit prin cilindri echivalenți, admitând că variația de masă nu va influența substanțial rezultatele.

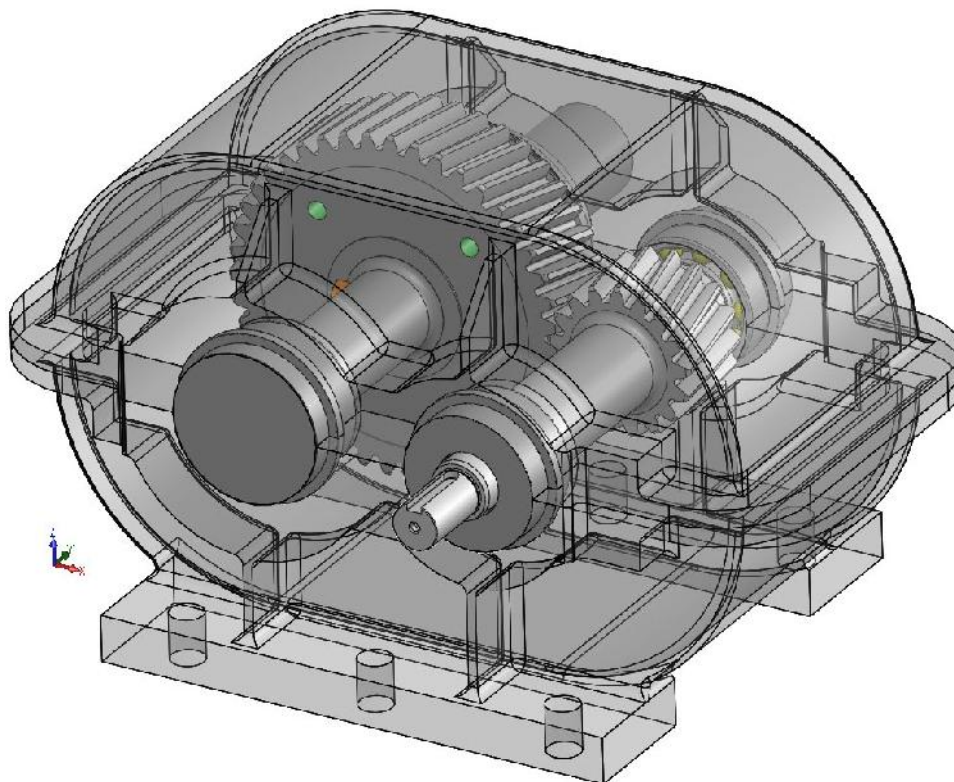


Fig. 5.1 Geometria 3D a reductorului

Materialul utilizat pentru carcasă este fonta, iar pentru componentele sistemului este oțel aliat ale căror caracteristici sunt preluate din librăria SolidWorks, conform tabelului 5.1.

Tabelul 5.1 Caracteristici materiale

Caracteristica material	UM	Oțel aliat	Fontă
Modul de elasticitate	N/m ²	2.10E+11	1,90E+11
Coeficientul lui Poisson	N/A	0.28	0,27
Modul de forfecare	N/m ²	7.90E+10	8,60E+10
Densitate	kg/m ³	7700	7300
Rezistența la întindere	N/m ²	723825600	413613000
Limita de curgere	N/m ²	620422000	275742000
Coeficient de expansiune termică	/K	1.30E-05	1,20E-05
Conductivitate termică	W/(m·K)	50	47
Caldura specifică	J/(kg·K)	460	510

Datorită dimensiunilor neglijabile ale stratului de teflon comparativ cu ale componentelor reductorului, influența grosimii stratului nu poate fi contabilizată. Rezultatele simulării vor fi comparate cu cazul cel mai defavorabil din punct de vedere

al amplitudinii accelerațiilor rezultante și anume cazul aplicării unui singur strat de teflon.

Reductorul va fi fixat în cele șase găuri ale tălpii de fixare, așa cum se arată în figura 5.2. Prin fixare se anulează toate gradele de libertate ale fețelor selectate.

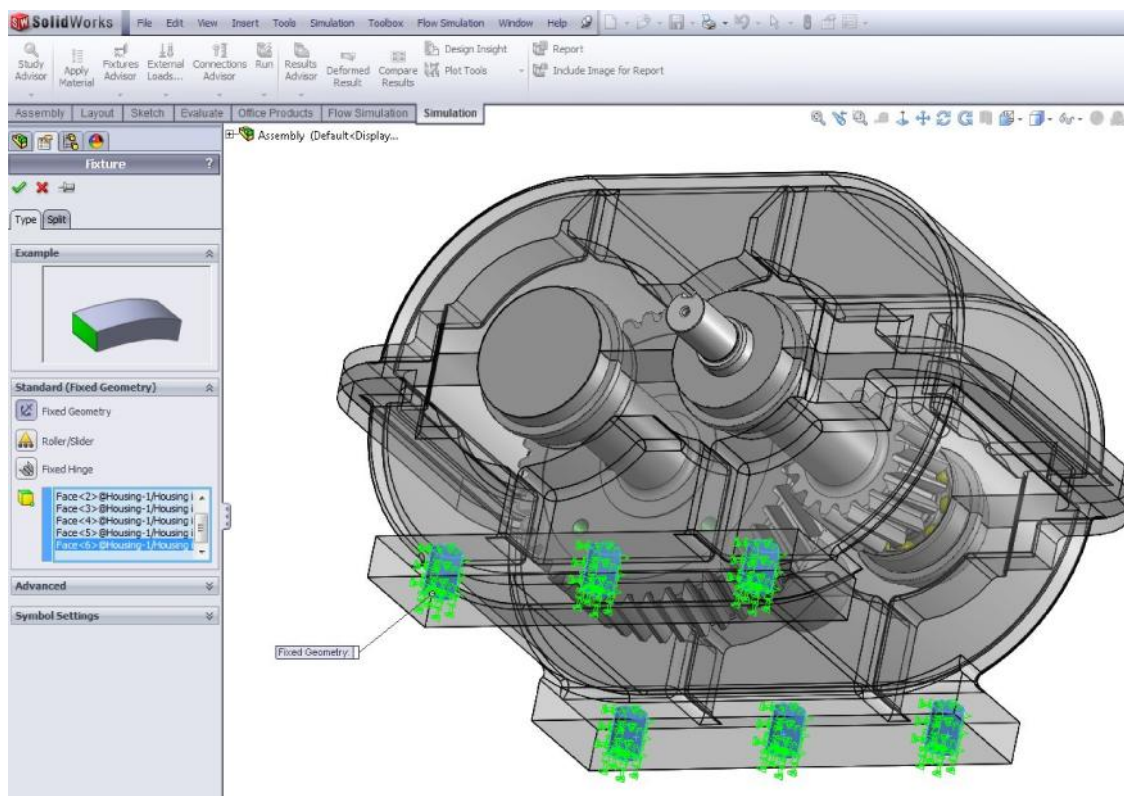


Fig. 5.2 Fixarea reductorului în cele șase găuri ale tălpii de fixare

Încărcarea variabilă în funcție de timp aplicată în cadrul simulării este forța tangențială (F_t) din angrenaj care, datorită înclinării dinților, se descompune pe direcțiile x , y , în componentele F_{tx} și F_{ty} , conform figurii 5.3. Valoarea acestora corespunde valorilor celor opt trepte ale momentului de încărcare: $M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm], conform tabel 5.2. Variația în timp a componentelor forței tangențiale este prezentată în figura 5.4 (variație dedusă din [60], pagina 101, diagrama de variație a forței tangențiale la dantura înclinată).

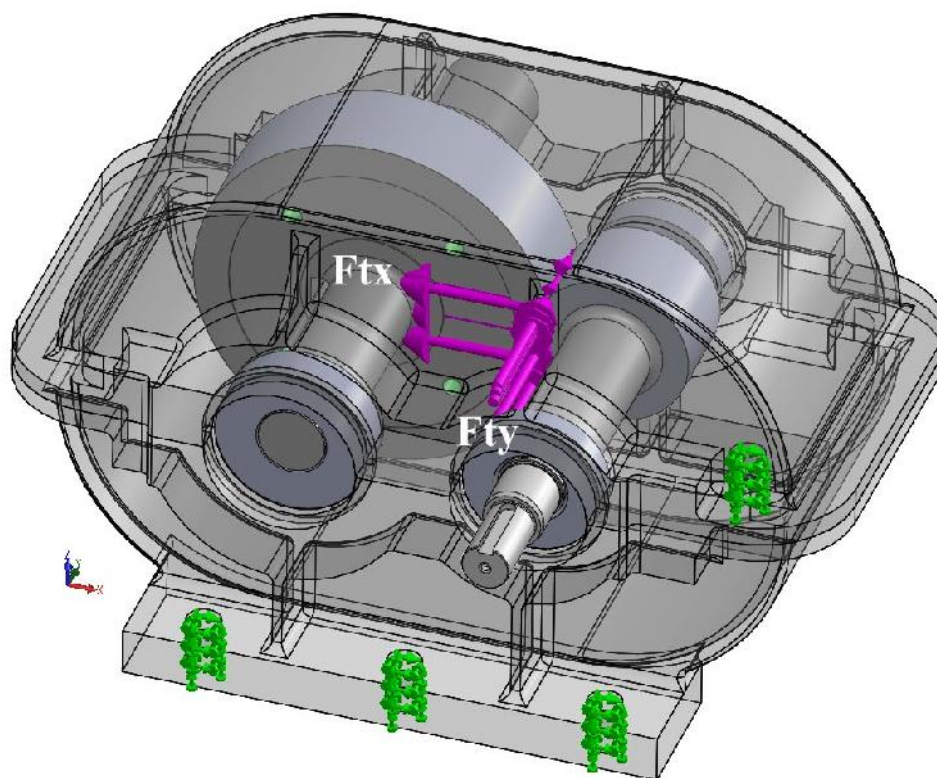


Fig. 5.3 Aplicarea forțelor

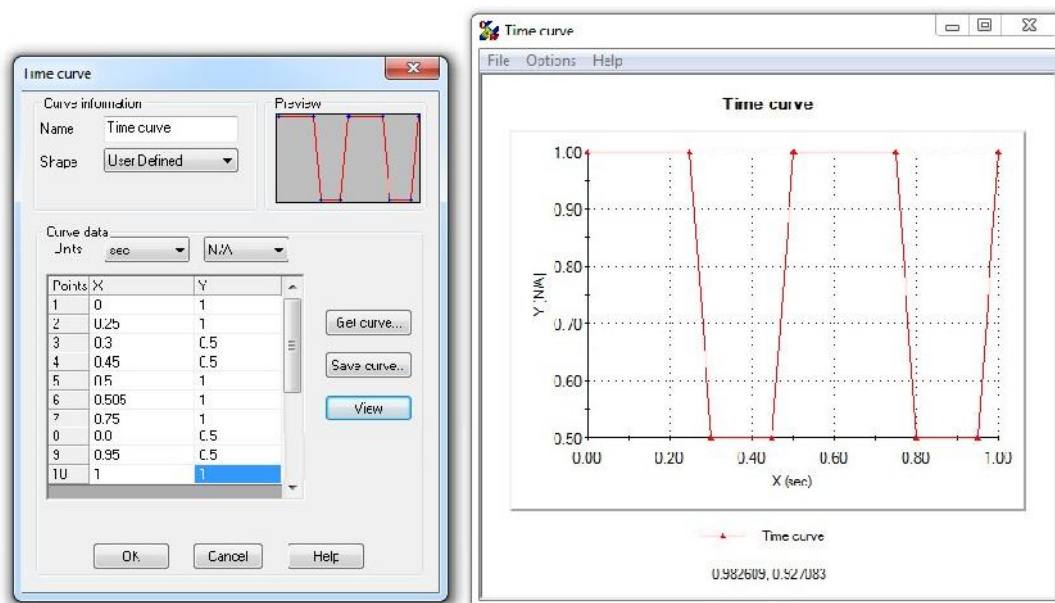


Fig. 5.4 Variația în timp a componentelor forței tangențiale

Figura 5.5 prezintă discretizarea sistemului în 56.238 elemente finite.

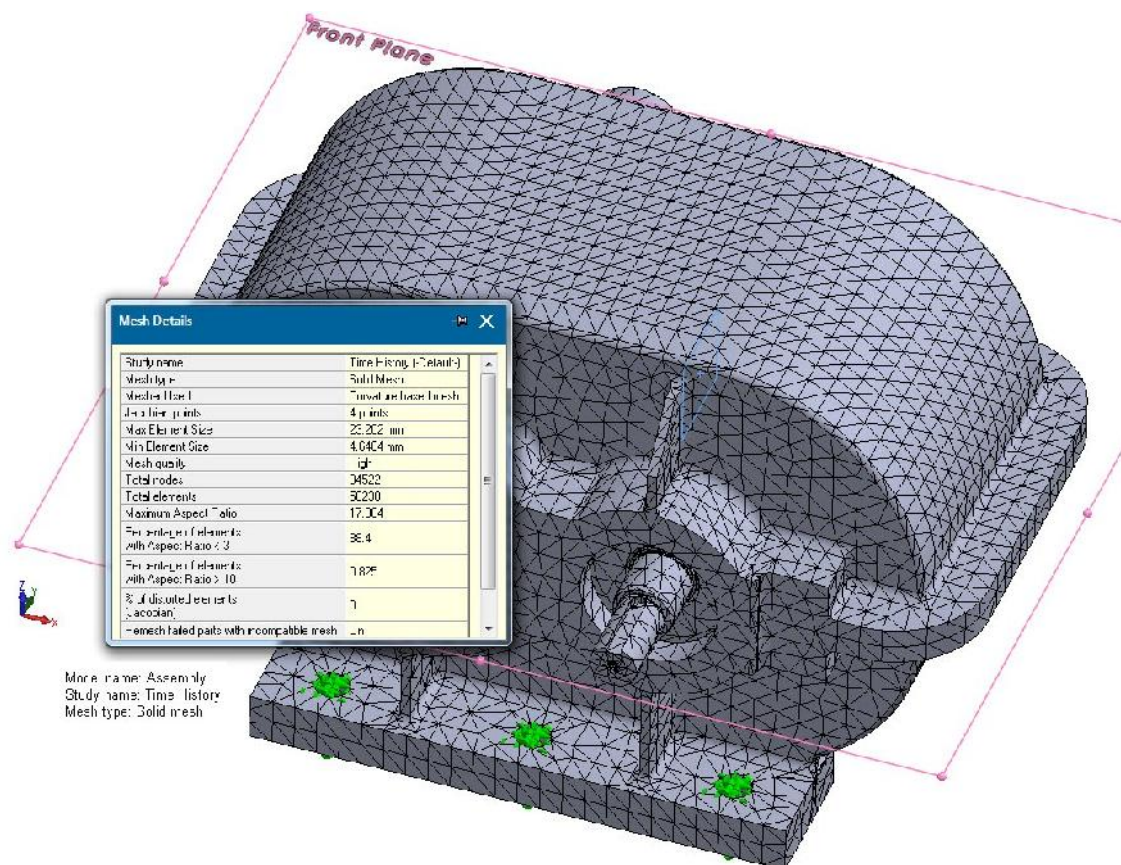


Fig. 5.5 Discretizarea sistemului în elemente finite

5.4. Rezultate ale simulării numerice

Figurile 5.6 ÷ 5.13 prezintă variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timpul impus în simulare (1 secundă). Pentru fiecare caz în parte valorile maxime a amplitudinilor accelerațiilor rezultante calculate sunt centralizate în tabelul 5.2.

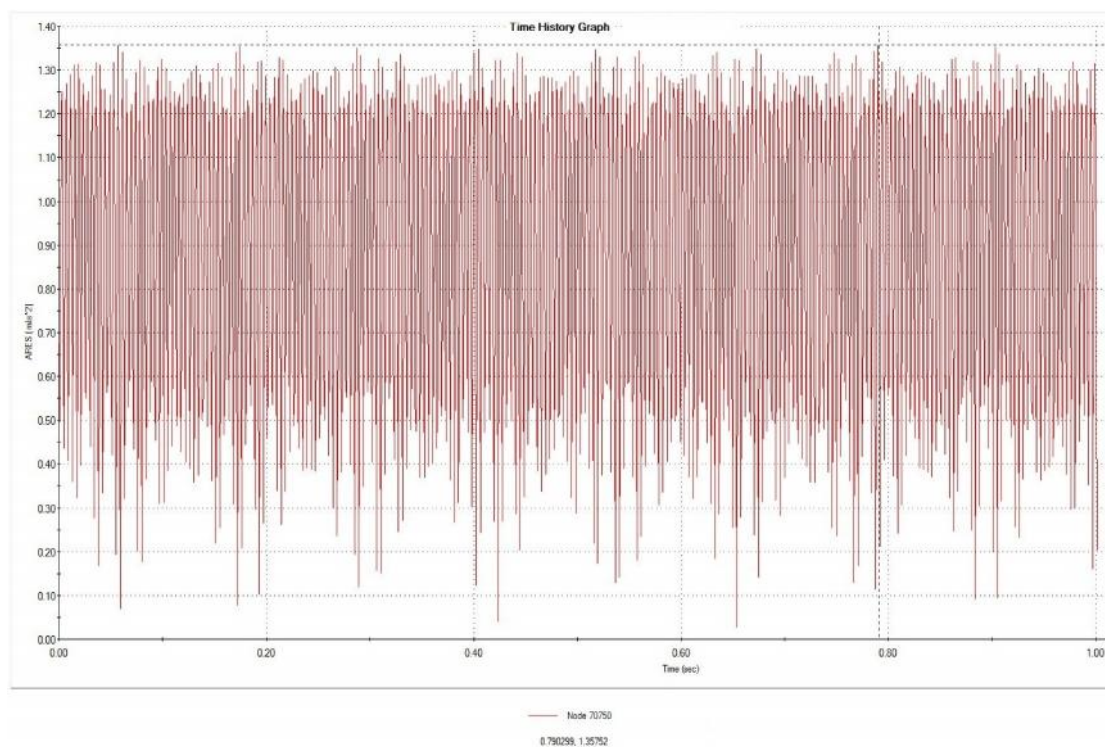


Fig. 5.6 Variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp pentru $Mt_2 = 16$ [Nm]

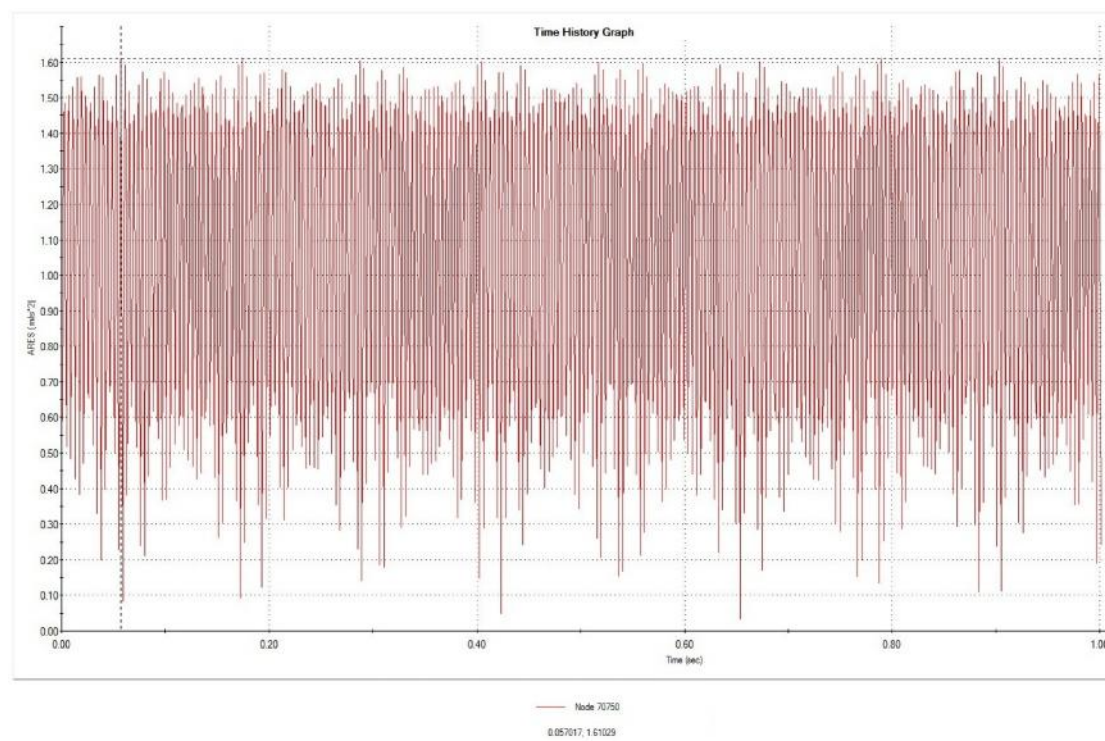


Fig. 5.7 Variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp pentru $Mt_2 = 19$ [Nm]

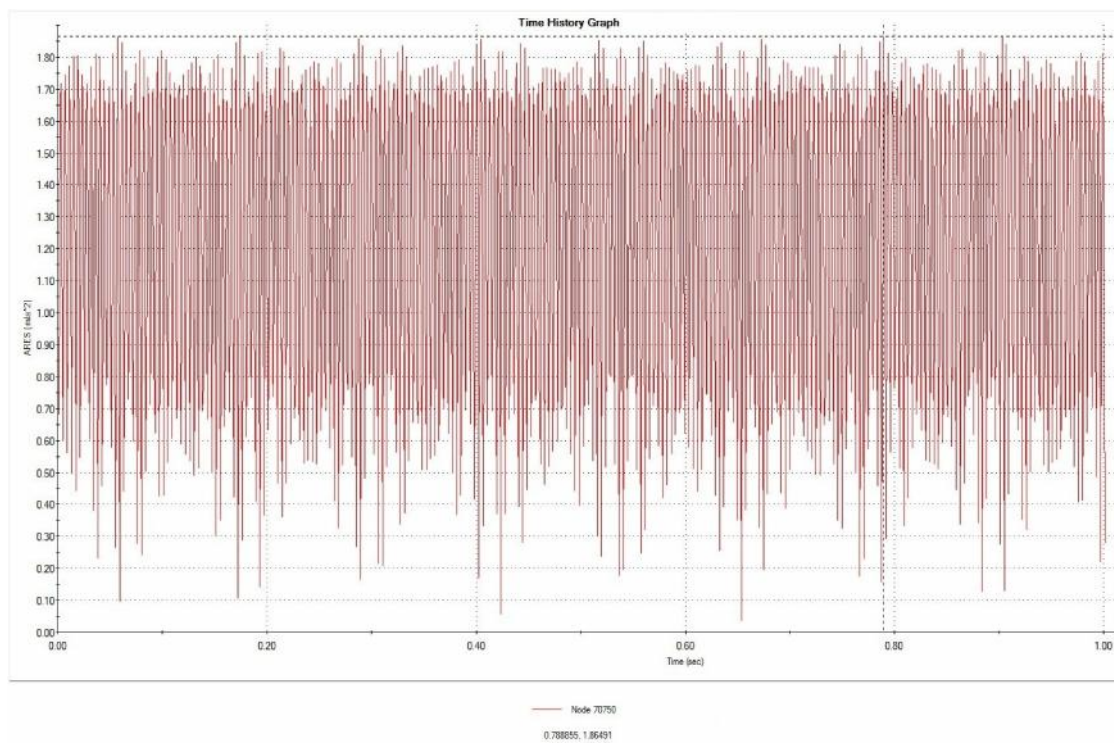


Fig. 5.8 Variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp pentru $M_{t_2} = 22$ [Nm]

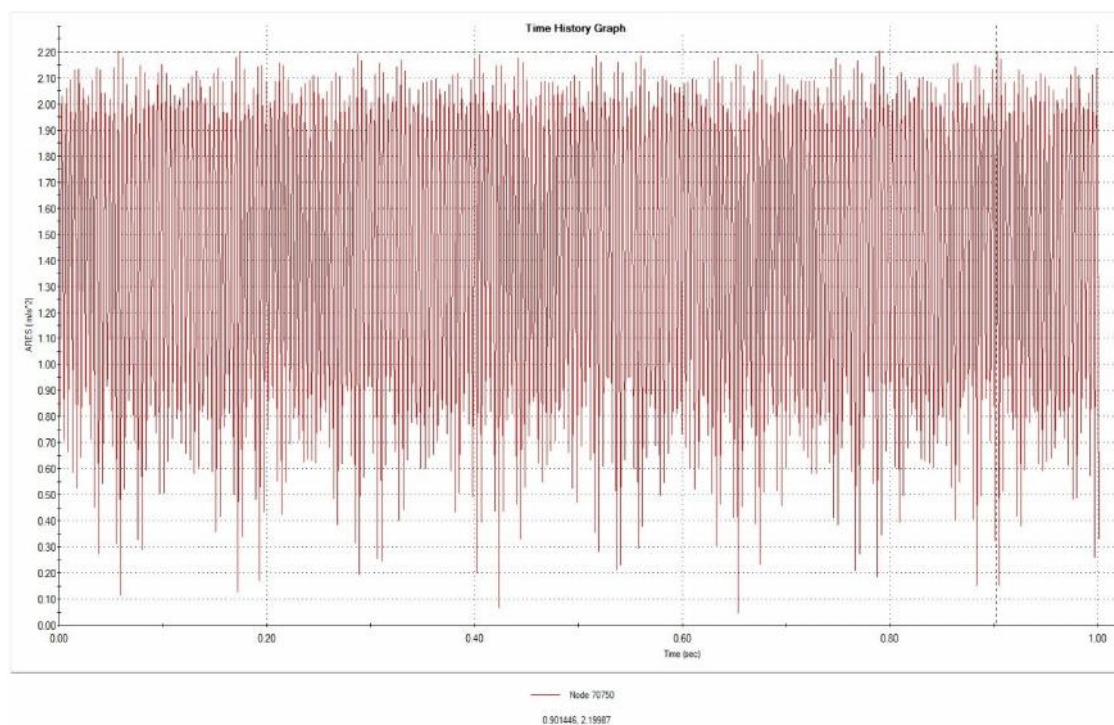


Fig. 5.9 Variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp pentru $M_{t_2} = 26$ [Nm]

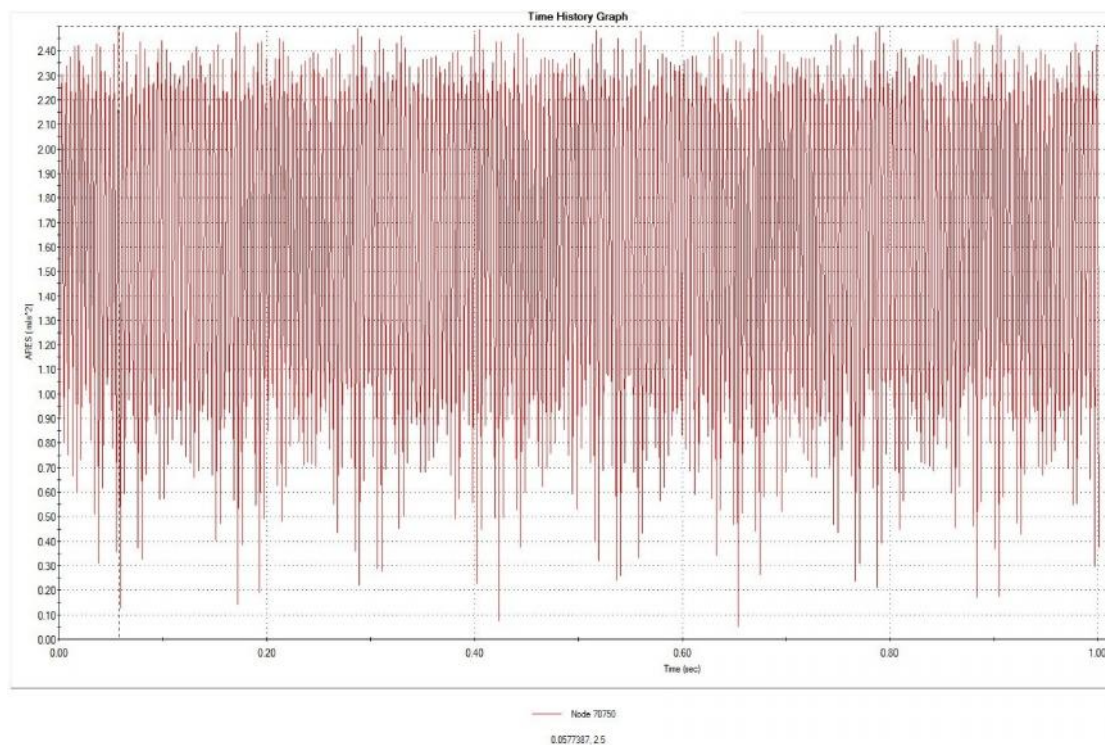


Fig. 5.10 Variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp pentru $Mt_2 = 29.5$ [Nm]

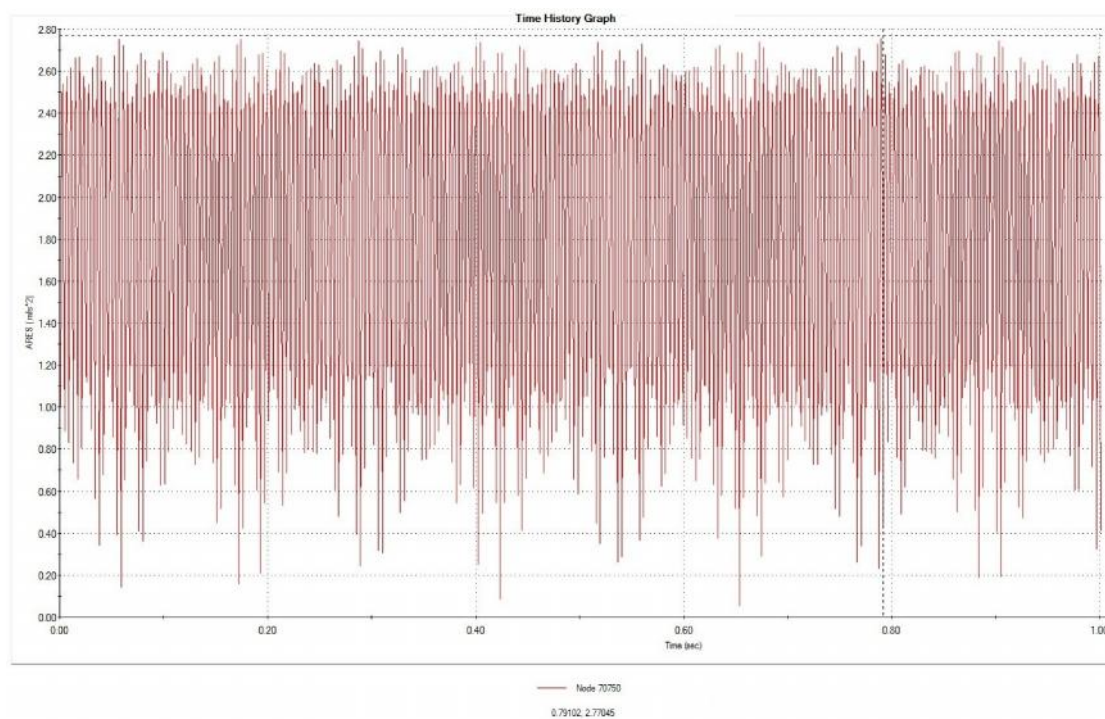


Fig. 5.11 Variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp pentru $Mt_2 = 32.5$ [Nm]

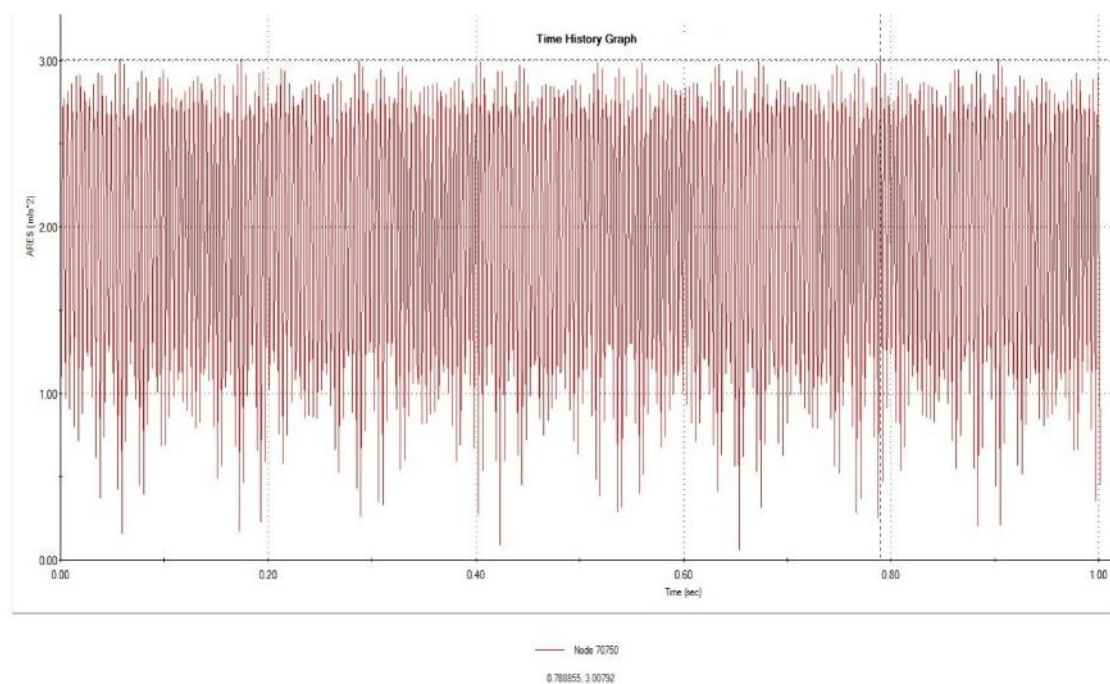


Fig. 5.12 Variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp pentru $Mt_2 = 35.5$ [Nm]

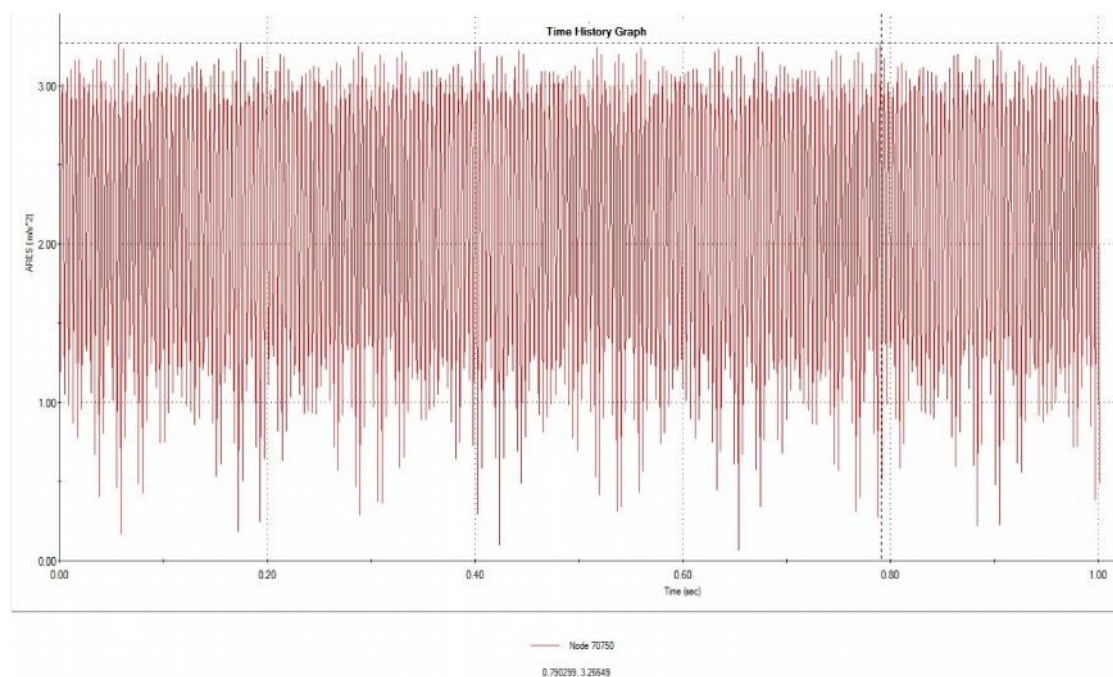


Fig. 5.13 Variația amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp pentru $Mt_2 = 38.5$ [Nm]

Tabelul 5.2 prezintă comparativ rezultanta amplitudinii accelerației măsurate (a_{mas}), conform valorilor indicate tabelar în anexa I, respectiv obținute din simulare

(a_{rcalc}). Măsurarea s-a realizat în vecinătatea lagărului A, poziție din care s-a preluat și valoarea numerică a accelerației rezultată din simulare.

Rezultanta amplitudinii accelerației măsurate (a_{rmas}) a fost calculată cu relația:

$$a_{\text{rmas}} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (5.1)$$

unde:

a_x – amplitudinea accelerației măsurată pe axa x [m/s^2] (valori indicate în anexa I);

a_y – amplitudinea accelerației măsurată pe axa y [m/s^2] (valori indicate în anexa I);

a_z – amplitudinea accelerației măsurată pe axa z [m/s^2] (valori indicate în anexa I).

Tabelul 5.2 Compararea valorilor măsurate cu cele obținute din simulare

Nr. crt.	Mt ₂ [Nm]	Ft [N]	Ftx [N]	Fty [N]	a_{rmas} [m/s^2]	a_{rcalc} [m/s^2]	Eroare procentuală [%]
1	16	182,628	179,3	34,8	1,85	1,36	26,48
2	19	216,87	212,9	41,4	2,15	1,61	25,11
3	22	251,113	246,5	47,9	2,2	1,86	15,45
4	26	296,77	291,3	56,6	2,6	2,2	15,38
5	29,5	336,72	330,5	64,2	2,7	2,5	7,41
6	32,5	370,962	364,1	70,8	2,8	2,77	1,07
7	35,5	405,205	397,8	77,3	2,98	3	-0,67
8	38,5	439,448	431,4	83,9	3,15	3,26	-3,49

În diagrama din figura 5.14 se prezintă comparativ variația amplitudinilor maxime a accelerațiilor rezultante măsurate și a accelerațiilor rezultante calculate funcție de momentul de încărcare al reductorului.

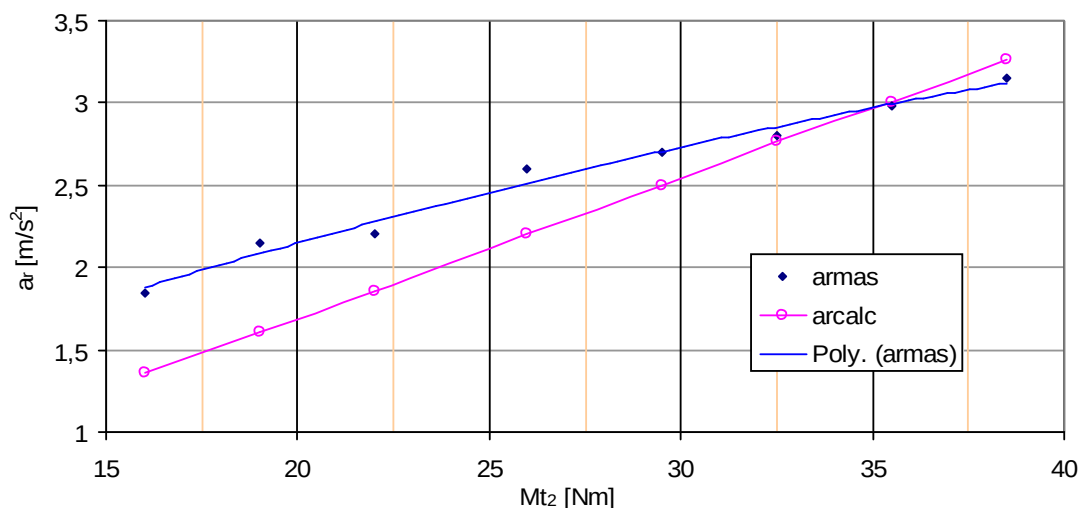


Fig. 5.14 Variația amplitudinii accelerației rezultante măsurate și a celei calculate funcție de momentul de încărcare

5.4 Concluzii și contribuții personale

Capitolul cinci al tezei prezintă cercetările autorului privind determinarea prin simulare numerică a influenței angrenajelor cu roți dințate cilindrice asupra vibrațiilor.

Contribuțiile proprii ale autorului în acest capitol sunt:

- ✓ crearea modelelor geometrice 3D ale elementelor componente;
- ✓ asamblarea componentelor pentru structurarea întregului ansamblu;
- ✓ definirea tipului de contacte mecanice în cadrul ansamblului;
- ✓ stabilirea algoritmului de simulare prin alegerea adecvată a constrângerilor: definirea tipului de contact dintre elemente, timpi de simulare necesari realizării simulărilor;
- ✓ alegerea materialelor constitutive ale elementelor angrenajului studiat;
- ✓ ridicarea diagramelor de variație a amplitudinilor accelerației rezultante calculate funcție de timp la cele opt trepte ale momentului de încărcare: $M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm];
- ✓ determinarea forțelor tangențiale și a componentelor acesteia la cele opt trepte ale momentului de încărcare: $M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm];
- ✓ determinarea amplitudinilor maxime a accelerațiilor rezultante calculate pentru cele opt trepte ale momentului de încărcare: $M_{t2} = 16, 19, 22, 26, 29.5, 32.5, 35.5, 38.5$ [Nm];
- ✓ achiziționarea rezultatelor obținute prin simulare și compararea cu rezultatele obținute prin măsurare;
- ✓ ridicarea diagramei de variație a amplitudinilor accelerației rezultante măsurate și a celei calculate funcție de momentul de încărcare.

Simularea numerică s-a realizat prin intermediul aplicației SolidWorks, utilizând modulul de analiză dinamică liniară (Linear Dynamic Analysis).

În urma analizei se pot trage următoarele concluzii:

- rezultanta amplitudinilor accelerațiilor calculate și măsurate crește o dată cu creșterea momentului de torsiune;
- simularea numerică validează amplitudinile accelerațiilor rezultante măsurate ale reductorului.

Capitolul 6. Concluzii finale și contribuții personale. Direcții viitoare de cercetare

6.1 Concluzii finale

Materialele fluoropolimerice compozite au capătat o largă răspândire ca urmare a realizării unor dispersii de înaltă performanță. Aceste tehnologii de acoperire, în strat de grosime controlată, micronică, cu materiale fluoropolimerice conferă suprafeței metalice proprietăți tribologice superioare în condiții de ungere săracă sau de frecare uscată. Un alt avantaj al acestor tehnologii îl constituie faptul ca ele se pot aplica pe suportul metalic nou sau, dacă este cazul, uzat, în limitele grosimii de strat fluoropolimeric ce se poate realiza, fiind și tehnologii de recondiționare, salvând suportul metalic, ceea ce presupune o importantă economie de materiale și manoperă.

De asemenea, acoperirile cu teflon mai au, pe lângă faptul că reduc semnificativ vibrațiile și zgomotele transmisiilor cu roți dințate, următoarele avantaje:

- cost redus al tehnologiei cu circa 50%, în comparație cu costul aferent creșterii preciziei de prelucrare realizate prin rectificare;
- dublarea duratei de viață a angrenajelor;
- reducerea cu cca. 10°C a temperaturii de funcționare a transmisiei;
- reducerea cu aproximativ 10% a puterii pierdute;
- creșterea randamentului transmisiei;
- în cazul șocurilor, stratul de teflon are rolul unui absorbant, acționând ca un reducător al energiei transmise către suprafețele rezonante.

Acoperirile cu teflon se constituie, încă, într-un subiect amplu de cercetare, cu un potențial de inovare semnificativ. Prezenta teză pornește de la observația că, deși materialele fluoropolimerice compozite au o largă utilizare, apogeul cunoștințelor referitoare la reducerea vibrațiilor și zgomotelor în funcționarea transmisiilor cu roți dințate, prin acoperirea flancurilor dinților cu teflon, nu a fost încă atins.

Astfel că, prezenta teză de doctorat, are ca principal obiectiv, stabilirea posibilităților de reducere a vibrațiilor și zgomotelor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice prin acoperirea flancurilor dinților cu material fluoropolimeric Xylan 1052.

Lucrarea, bazându-se pe un demers descriptiv, analitic și simulare numerică, a permis obținerea unor rezultate îmbucurătoare, în urma cercetărilor teoretice și experimentale, autorul putând enunța următoarele concluzii:

- acoperirea danturilor cu material fluoropolimeric Xylan 1052 duce la scăderea amplitudinile vibrațiilor și zgomotelor, transmisiilor cu roți dințate, prin creșterea numărului de straturi teflonate;
- amplitudinile vibrațiilor și zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice și scad ca intensitate cu creșterea numărului de straturi teflonate;
- amplitudinile vibrațiilor și zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice și scad ca intensitate cu creșterea numărului de straturi teflonate;
- acoperirea danturilor cu material fluoropolimeric Xylan 1052 duce la scăderea pantei de creștere a vibrațiilor, transmisiilor cu roți dințate, prin creșterea numărului de straturi teflonate;
- amplitudinile vibrațiilor de pe lagărul A, datorită faptului că acesta se află pe treapta de intrare a reductorului unde turația este mai mare, sunt mai mici decât amplitudinile vibrațiilor de pe lagărul D, care se află pe treapta de ieșire a reductorului;
- amplitudinea zgomotului scade cu creșterea unghiului de înclinare al danturii;
- amplitudinea zgomotului scade cu creșterea preciziei de prelucrare a danturii;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea turației angrenajului cu roți dințate cilindrice și scad ca intensitate cu creșterea unghiului de înclinare al danturii și a preciziei de prelucrare a danturii;
- amplitudinile zgomotelor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat angrenajului cu roți dințate cilindrice și scad ca intensitate cu creșterea unghiului de înclinare al danturii și a preciziei de prelucrare a danturii;
- panta de creștere a zgomotelor scade cu creșterea unghiului de înclinare al danturii, a preciziei de prelucrare a danturii și a numărului de straturi teflonate.

În urma enunțării concluziilor pot fi identificate două posibilități de reducere a vibrațiilor și zgomotelor reductoarelor cu roți dințate cilindrice:

a) aplicând un film cu dispersie multi-strat tip Xylan 1052 pe suprafețele flancurilor dinților;

b) prin creșterea unghiului de înclinare, a preciziei de prelucrare a danturii și a numărului de straturi teflonate.

6.2 Contribuții personale și originale

În prezenta lucrare, contribuțiile personale ale autorului sunt:

- Realizarea unei sinteze bibliografice ample privind:
 - ✓ stadiul actual al cercetărilor în domeniu;
 - ✓ principalele tipuri de standuri de probe utilizate pentru încercarea transmisiilor prin roți dințate;
 - ✓ principalele materiale utilizate în construcția roților dințate;
 - ✓ procesul tehnologic de realizare a teflonării danturii;
 - ✓ platforma de măsurare a vibrațiilor și zgomotelor.

- Cercetarea privind influența numărului de straturi teflonate asupra vibrațiilor și zgomotelor, prin:
 - ✓ confecționarea unei perechi de angrenaje (pinion + roată dințată) cu unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$;
 - ✓ acoperirea flancurilor dinților perechi de angrenaje cu unu, două și trei straturi din material fluoropolimeric Xylan 1052;
 - ✓ conceperea și realizarea unei fișe de măsurare a vibrațiilor și zgomotelor, care să facă posibilă prezentarea unitară a datelor măsurate;
 - ✓ prezentarea variației nivelului de zgomot, a amplitudinilor accelerațiilor și vitezelor măsurate la momentul minim și momentul maxim de încărcare aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare;
 - ✓ prezentarea variației nivelului de zgomot, a amplitudinilor accelerațiilor și vitezelor măsurate la turația minimă și turația maximă a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei;
 - ✓ crearea unei baze de date, care cuprinde peste 1800 de măsurători ale amplitudinilor accelerațiilor, vitezelor și zgomotelor – anexele I și II ce au permis ridicarea diagramelor din figurile 3.3 ÷ 3.45;

- ✓ prelucrarea statistică a parametrilor mășurați;
 - ✓ întocmirea de grafice necesare interpretării datelor;
 - ✓ interpretarea rezultatelor;
 - ✓ identificarea posibilităților de reducere a vibrațiilor și zgomotelor.
- Cercetarea privind influența unghiului de înclinare al danturii, a preciziei de prelucrare și a calității materialului roții dințate asupra vibrațiilor și zgomotelor, prin:
- ✓ confecționarea a patru perechi de angrenaje (pinion + roată dințată) cu unghiul de înclinare al danturilor variabil: $\beta = 9^\circ$, $\beta = 11^\circ$, $\beta = 13^\circ$ și $\beta = 15^\circ$;
 - ✓ prelucrarea celor patru perechi de angrenaje prin frezare (în clasa a 8-a de precizie) și rectificare (în clasa a 6-a de precizie);
 - ✓ prezentarea variației nivelului de zgomot la unghiul de înclinare al danturilor variabil, funcție de precizia de prelucrare și numărul straturilor de teflon;
 - ✓ prezentarea variației nivelului de zgomot măsurat la momentul minim și momentul maxim de încărcare aplicat transmisiei, funcție de turația motorului de antrenare pentru cele patru perechi de angrenaje;
 - ✓ prezentarea variației nivelului de zgomot măsurat la turația minimă și turația maximă a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare aplicat transmisiei pentru cele patru perechi de angrenaje;
 - ✓ crearea unei baze de date, care cuprinde peste 300 de măsurători ale amplitudinilor zgomotelor – anexa II ce a permis ridicarea diagramelor din figurile 4.1 ÷ 4.24;
 - ✓ prelucrarea statistică a parametrilor mășurați;
 - ✓ întocmirea de grafice necesare interpretării datelor;
 - ✓ interpretarea rezultatelor;
 - ✓ identificarea posibilităților de reducere a vibrațiilor și zgomotelor.
- Cercetarea privind influenței angrenajelor cu roți dințate teflonate asupra vibrațiilor cu ajutorul simulării numerice, prin:
- ✓ fixarea reductorului și anularea gradelor de libertate;
 - ✓ stabilirea modului de încărcare și a diagramei de variație în timp a forței tangențiale;

- ✓ prezentarea variației amplitudinii maxime a accelerației rezultante măsurată față de variația amplitudinii maxime a accelerației rezultante calculată;
- ✓ modelarea angrenajului cilindric, utilizând tehnici CAD;
- ✓ simulare comportării angrenajului cilindric la solicitări diferite, prin metoda elementului finit.

6.3 Direcții viitoare de cercetare

Pornind de la cercetările cuprinse în această lucrare și avându-se în vedere îmbunătățirea nivelului de zgomot și a vibrațiilor transmisiilor cu roți dințate cilindrice, direcțiile de cercetare se vor îndrepta spre o serie de studii experimentale pentru a putea obține o imagine mai clară cu privire la:

- influența abaterilor de profil și direcție, la roțile teflonate, asupra vibrațiilor și zgomotelor;
- posibilitatea rectificării danturii după aplicarea stratului de teflon în scopul îmbunătățirii abaterilor de profil și direcție;
- comportamentul la uzură a angrenajelor cu dantură teflonată;
- dezvoltarea cercetărilor privind influența diferitelor materiale asupra vibrațiilor și zgomotelor;
- influența capacității de încărcare a angrenajelor cu dantură teflonată.

6.4 Diseminarea rezultatelor

Pe parcursul perioadei de doctorat am participat la o serie de cursuri, seminarii, module de studiu, precum și la conferințe locale, naționale și internaționale, workshop-uri în domeniul ingineriei mecanice.

În urma participării la aceste activități științifice enumerate mai sus în cadrul cărora am expus activitatea și rezultatele studiilor doctorale, au rezultat un număr de 18 de lucrări, ca autor sau coautor, publicate în reviste sau în volumele unor conferințe, indexate în baze de date ISI, internaționale BDI și B+.

Lista lucrărilor publicate pe parcursul perioadei de doctorat

[1]. **Cărămidaru, V.D.**, Vela, I., Tufoi, M. & Gruescu, C.A., *Researches regarding the noise and vibrations of metal toothed wheel gears after applying a fluoropolymer dispersion of Xylan 1052*, 8th International DAAAM Baltic Conference „INDUSTRIAL ENGINEERING”, 19-21 April 2012, Tallin, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, pag. 129-133, indexată ISI

- [2]. **Cărămidaru, V.D.**; Vela, I.; Tufoi, M. & Gruescu, C.A., *The Influence of the Number of Teflon-Coated Layers Over the Vibrations and Noises to Gear Units with Wheel Cylindrical Gears*, Annals of DAAAM for 2011 & Proceedings of the 22nd International DAAAM Symposium, ISBN 978-3-901509-83-4, ISSN 1726-9679, vol. 22, no. 1, 2011, pag. 1125-1126, indexată ISI
- [3]. **Virgil Cărămidaru**, Ion Vela, *Heat Treatments and Materials Used in the Manufacturing of the Gear Wheel*, Analele Universității „Eftimie Murgu” din Reșița, Fascicula de Inginerie, ISSN 1453-7397, anul XVII, nr. 2, 2010, pag. 65-74, indexată B+
- [4]. **V. Cărămidaru**, I. Vela, *Abateri ale parametrilor unei roți dințate cilindrice*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 6, 2011, pag. 46-48
- [5]. **V. Cărămidaru**, I. Vela, *Perechea de roți dințate cilindrice. Noțiuni și parametrii*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 5, 2011, pag. 70-72
- [6]. **V. Cărămidaru**, I. Vela, *Noțiuni și parametrii pentru dantura unei roți dințate cilindrice*, T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 4, 2011, pag. 42-44
- [7]. **V. Cărămidaru**, A. Băra, *Mașini de danturat roți conice cu dantură ciclopaloidală*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 3, 2011, pag. 38-41
- [8]. **V. Cărămidaru**, A. Băra, *Prelucrarea danturilor conice curbe pe mașinile Klingelnberg (II)*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 2, 2011, pag. 38-39
- [9]. **V. Cărămidaru**, A. Băra, *Prelucrarea danturilor conice curbe pe mașinile Klingelnberg (I)*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 1, 2011, pag. 50-51
- [10]. **V. Cărămidaru**, A. Băra, *Ecrusarea pieselor metalice executate la Resita Reductoare (III)*, revista T&T tehnica si tehnologie, Bucuresti, ISSN 1453 8423, vol. 6, 2010, pag. 36-37
- [11]. **V. Cărămidaru**, A. Băra, *Ecrusarea pieselor metalice executate la Reșița Reductoare (II)*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 6, 2010, pag. 36-37
- [12]. **V. Cărămidaru**, A. Băra, *Ecrusarea pieselor metalice executate la Reșița Reductoare*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 5, 2010, pag. 32-33
- [13]. Gruescu, C. A., Vela, I., **Cărămidaru, V.D.**, *Optimising the regulating system of supercharged diesel engines*, 8th International DAAAM Baltic Conference „INDUSTRIAL ENGINEERING” 19-21 April 2012, Tallin, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, pag. 51-56, indexată ISI

- [14]. Gruescu, C.A., Vela, I., **Cărămidaru, V. D.**, Roșu, M. *Determination of Diesel Engines Regulating Characteristics*, Proceedings of 23rd DAAAM Symposium 24-27.10.2012, University of Zadar, Croatia, ISBN 978-3-901509-85-8, ISSN 1726-9679, Editor T. Otto, indexată ISI, în curs de publicare.
- [15]. Zoltan Korka, **Virgil Dan Cărămidaru**, *Comparative study of reducing the vibration level of a cylindrical gear transmissions by increasing the manufacturing precision of the gears, respective by applying of fluoropolymer coating on the gear teeth*, Analele Universității „Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, ISSN 1453-7397, anul XIX, nr. 1, 2012, indexată B+, în curs de publicare
- [16]. Ion-Cornel Mitulețu, Ion Vela, Daniel Gheorghe Vela, **Virgil Dan Cărămidaru**, *A Software Model Proposed for the Contact Stress Calculation of Xylan 1052-coated Toothed Wheels*, Analele Universității „Eftimie Murgu” din Reșița, Fascicula de Inginerie, ISSN 1453-7397, anul XVIII, nr. 3, 2011, pag. 157-162, indexată B+
- [17]. Ion Cornel Mitulețu, Ion Vela, **Virgil Dan Cărămidaru**, *Load torque and speed rotation influence on the vibration and the noise of one step helical gear equipped with teflonized cylindrical toothed wheels*, Revista Universității Eftimie Murgu din Reșița, „Robotica & Management International Journal”, ISSN 1453 – 2069, vol. 16, no. 1, 2011, pag. 18-21, indexată B+
- [18]. Z. Korka, **V. Cărămidaru**, *Cinetostatica transmisiilor planetare executate la Reșița Reductoare.*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 1, 2010, pag. 48-50

BIBLIOGRAFIE

- 1 ACTA Technica Napocensis of the Technical University of Cluj – Napoca, *Applied mathematics and mechanics*, nr. 50, vol. II., 2007
- 2 Agemi M. F., Ognjanovic M., *Gear Vibration in Supercritical Mesh-Frequency Range*, FME Transactions, vol. 32, nr. 2, 2004, pp. 87-94
- 3 AGMA 299.01-II-1980, *Sound manual, Section II.Sources, specifications and levels of gear sound*
- 4 Aida T., *Fundamental Research on Gear Noise and Vibration I*, Transaction of the Japanese Society of Mechanical Engineers 34: 2226- 2264, 1968
- 5 Aida T., *Fundamental Research on Gear Noise and Vibration II*, Transaction of the Japanese Society of Mechanical Engineers 35: 2113- 2119, 1969
- 6 Andrei L., *Sinteza, Analiza și Prelucrarea Unor Noi Angrenaje Nestandardizate din Nanocompozite Polimerice*, Raport de Cercetare, Universitatea Dunărea de Jos din Galați, Grant 448/2004
- 7 Anghel St, Vela I., *Carcasă universală pentru încercat transmisii armonice*, brevet de invenție nr. 96815/ 28.09.1989
- 8 Barbu Gh., *Modele de simulare cu aplicații în fiabilitate*, Editura Tehnică, București, 1992
- 9 Baron T., Maniu A.I., Tovissi L., Niculescu D., Baron c., Antonescu V., Roman I.- *Calitate și fiabilitate*, E.T. București, 1988
- 10 Bejan, M., *Rezistența Materialelor*, vol. 1. – ediția a II-a, Editura AGIR, București, 2005
- 11 Buzdugan Gh. Ș.a. *Vibrații mecanice*, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1982
- 12 **Cărămidaru, V.D.**, Vela, I., Tufoi, M. & Gruescu, C.A., *Researches regarding the noise and vibrations of metal toothed wheel gears after applying a fluoropolymer dispersion of Xylan 1052*, 8th International DAAAM Baltic Conference „INDUSTRIAL ENGINEERING”, 19-21 April 2012, Tallin, Estonia, ISBN 978-9949-23-265-9, pag. 129-133
- 13 **Cărămidaru, V.D.**; Vela, I.; Tufoi, M. & Gruescu, C.A., *The Influence of the Number of Teflon-Coated Layers Over the Vibrations and Noises to Gear Units with Wheel Cylindrical Gears*, Annals of DAAAM for 2011 & Proceedings of the 22nd International DAAAM Symposium, ISBN 978-3-901509-83-4, ISSN 1726-9679, vol. 22, no. 1, 2011, pag. 1125-1126
- 14 **Cărămidaru V.**, *Determinarea prin simulare numerică a influenței angrenajelor cu roți dințate teflonate asupra vibrațiilor*, Referat de doctorat nr. 2 susținut la 09.02.2012
- 15 **Cărămidaru V.**, *Cercetări privind influența numărului de straturi teflonate asupra vibrațiilor și zgomotelor a angrenajelor cilindrice*, Referat de doctorat nr. 2 susținut la 24.06.2011
- 16 **Cărămidaru V.**, *Stadiul actual al cercetărilor privind comportamentul roților dințate teflonate în exploatare*, Referat de doctorat nr. 1 susținut la 11.02.2011
- 17 Chen J., Litvin F. Și Shabana A., *Computerised Simulation of Meshing and Contact of Loaded Gear Drives*, International Gearing Conference, UK, 1994

- 18 Choy F. Ș.a., *Modal Simulation of Gearbox Vibration with Experimental Correlation*, Journal of Propulsion and Power, 9 (2): 301- 306, 1993
- 19 Crivacucea O., Stângu E., Hamat C., Negoîtescu A., *Mecanică – Cinematică*, Editura « Eftimie Murgu », Reșița, 1997
- 20 Dalpiaz G., Rivola A., Rubini R., *Gear Fault Monitoring: Comparison of Vibration Analysis Technique*, 1999
- 21 Daniel Gheorghe Vela, *Contribuții la perfecționarea funcțional – constructivă a transmisiilor armonice*, Universitatea Politehnica Timișoara, seria 9, Inginerie Mecanică, nr. 88, 2011
- 22 Du S., *Dynamic Modelling and Simulation of Gear Transmission Error for Gearbox Vibration Analysis*, disertație, University of New South Wales, Sydney, Australia, 1997
- 23 Dumitru I., Neguț N., - *Elemente de Elasticitate, Plasticitate și Rezistența Materialelor*, vol. I, Ed. Politehnică, Timișoara, 2003
- 24 Ererst O., Pop S., Kalacska G., Szie G., *Posibilități de utilizare a materialelor plastice performante la transmisii mecanice cu angrenaje*, 2004
- 25 Gafițanu M. Ș.a., *Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor*, București, Editura Tehnică, 1989
- 26 Ghiță E., Gillich G.R., Bordeasu I., Voda M., Troi C., *Aspecte ale comportării polimerilor la solicitări de tracțiune*, Revista Materiale Plastice, 44 (2), pag. 158-162, 2007
- 27 Gillich R.G., *Dinamica mașinilor, Modelarea sistemelor tehnice*, Editura AGIR, București, 2003
- 28 Gorunescu F., Prodan A., *Modelare stochastică și simulare*, Editura Albastră, 2001
- 29 Gosselin ș.a. A, *Review of the Current Contact Stress and Deformation Formulations Compared to Finite Element Analysis*, International Gearing Conference, UK, 1994
- 30 Groșanu I. Ș.a., *Vibrații mecanice*, curs lito, Timișoara, 1986
- 31 Horovitz A. Ș.a., *Proiectarea modernă a angrenajelor cilindrice*, Ediția a 2-a revizuită, București, Oficiul de Informare Documentară pentru Industria Constructoare de Mașini, 1996
- 32 Ianici S., *Ingineria sistemelor mecanice, vol 1 și 2*, Editura „Eftimie Murgu”, Reșița, 2001
- 33 Ianici S., *Organe de mașini*, curs UEM, Reșița 2002
- 34 Ion-Cornel Mitulețu, Ion Vela, Daniel Gheorghe Vela, **Virgil Dan Cărmădaru**, *A Software Model Proposed for the Contact Stress Calculation of Xylan 1052-coated Toothed Wheels*, Analele Universității „Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, ISSN 1453-7397, anul XVIII, nr. 3, 2011, pag. 157-162
- 35 Ion Cornel Mitulețu, Ion Vela, **Virgil Dan Cărmădaru**, *Load torque and speed rotation influence on the vibration and the noise of one step helical gear equipped with teflonized cylindrical toothed wheels*, Revista Universității Eftimie Murgu Reșița, „Robotica & Management International Journal”, ISSN 1453 – 2069, vol. 16, no. 1, 2011, pag. 18-21

- 36 Ion Cornel Mitulețu, Cercetări privind capacitatea de încărcare a mecanismelor cu roți dințate fluoropolimerizate, Referat III, UEM Reșița, 2010
- 37 Johnson D., *Modes and Frequencies of Shafts Coupled by Straight Spur Gears*, Journal of Mechanical Engineering Science 4 (3): 241- 250, 1962
- 38 Kato M., *Evaluation of Sound Power Radiated by a Gearbox*, 1994 International Gearing Conference, University of Newcastle, UK, 1994
- 39 Kahraman A., *Effect of Axial Vibrations on the Dynamics of a Helical Gear Pair*, Journal of Vibration and Acoustics 115(1): 33-39, 1993
- 40 Khang N. Ș.a., *Modelling Parametric Vibration of Gear- Pair as a Tool for Aiding Gear Fault Diagnosis*, TECHNISCHE MECHANIK, Band 24, Heft 3-4, 2004
- 41 Korka. Z. I., *Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice*, Teza de doctorat, UEM Reșița, 2009
- 42 Korka Z., *Modelarea matematică a unei transmisii cu roți dințate*, Tehnică și Tehnologie, nr. 2, 2009
- 43 Korka Z., *Vibrațiile și zgomotele produse de reductoarele cu roți dințate*, Tehnică și Tehnologie, nr. 5 și 6, 2008, nr. 1, 2009
- 44 Korka Z., *Reducerea vibrațiilor unei transmisii cu roți dințate prin teflonarea danturilor*, Tehnică și Tehnologie, nr. 3, 2009
- 45 Korka Z., Vela I., *Influence of the tooth helix angle on the vibrations of a cylindrical gearbox*, Analele Universității "Eftimie Murgu" Reșița, Fascicula de Inginerie, Anul XVI (2009), Nr. 1, pag. 157 – 162
- 46 Korka Z., *Norme și standarde de calcul de rezistență a transmisiilor cu roți dințate*, Tehnică și Tehnologie, nr. 3, 2008
- 47 Korka Z., Vela I., *Design and execution of a test rig for studying the vibrations of a gearbox*, Analele Universității "Eftimie Murgu" Reșița, Fascicula de Inginerie, Anul XV (2008), Nr. 1
- 48 Korka Z., *Proiectarea și realizarea standului de probe. Modelarea matematică a vibrațiilor unei transmisii cu roți dințate*, Referat de doctorat nr. 2
- 49 Korka Z., *Măsurarea vibrațiilor cu ajutorul platformei PULSE. Influența unghiului de înclinație al danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate*, Referat de doctorat nr. 3
- 50 Korka Z., *An Overview of Mathematical Models Used in Gear Dynamics*, Conferința Internațională "Acustică și Vibrații", Septembrie 2008 și Romanian Journal of Acoustics and Vibration
- 51 Li S. Ș.a., *Nonlinear Dynamic Simulation of Coupled Lateral- Torsional Vibrations of a Gear Transmission System*, International Journal of Computer Science and Network Security, vol. 6, no. 8A, pag. 27-35, 2006
- 52 Litvin, F. L., *Gear geometry and applied theory*, PTR Prentice Hall, New Jersey, 1994
- 53 Maynard K. P., *Interstitial Processing: The Application of Noise Processing to Gear Fault Detection*, *Proceedings of the International Conference on Condition Monitoring*, University of Wales Swansea, UK, 12th -16th April 1999, pp.77-86

- 54 Mănescu T.Ș., Nedelcu D., *Analiza structurală prin metoda elementului finit*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2005
- 55 MUȘAT M., STOICA G., *Transmisii mecanice cu reductoare într-o treaptă*, 2004
- 56 Nedelcu D., *Modelarea parametrică prin Autodesk Inventor*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2004
- 57 Nicoară, I., Gruescu C., *Fiabilitate și terotehnică*, Editura Politehnica, Timișoara, 2008
- 58 Nicoară I., *Încercarea angrenajelor*, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2001
- 59 Nicoară, I., Mădăras, L., *Bazele proiectării transmisiilor mecanice. Transmisii prin fricțiune* Editura de Vest, Timișoara 1996, ISBN 973-36-0271-X
- 60 Niemann G. ș.a. *Maschinenenelemente*, Berlin/ Heidelberg/ New York/ Tokio, Springer Verlag, 1983
- 61 Oprea E., Dumitrașcu A., Boricean D., *Simularea și analiza folosind prototipul virtual*, Qual Media, 2010, ISBN 978-606-8154-06-0
- 62 Ozguven H.N. și Houser D. R., *Dynamic Analyses of High Speed Gears by Using Loaded Static Transmission Error*, Journal of Sound and Vibration 125, pag. 71- 83, 1988
- 63 Palade V., *Reductor de turație cu o treaptă/ Îndrumar de laborator*, Galați, 2008
- 64 Pop M., *Elemente de teoria deformării plastice*, Editura Mega, 2010, Cluj-Napoca
- 65 Rațiu Camelia-Suciu, *Modelarea și simularea proceselor economice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1995
- 66 Rifat Y., Hairetin D., Demirci M. T., *The load capacity of PC/ABS spur gears and investigation of gear damage*, Archives of Material Science, vol. 29, Nr. 1-2, 2008
- 67 Sundarajan S. Și Young B., *Finite Elemente Analysis of Large Sour and Helical Gear Systems*, Journal of Propulsion and Power, 6(4): 451- 454, 1990
- 68 Stevens D., Machinery, *Vibration Diagnostic*, <http://www.vibanalysis.co.uk/>
- 69 Szuder A., Zapciu M., Ispas C., Savu T., *Bazale cercetării experimentale în ingineria mecanică*, editura Tehnică, București, 1999
- 70 Tudor A., Petre I., *Organe de mașini*, Editura Bren, București, 2003
- 71 Tufoi M., Vela I., Marta C., Tuță A. I., *Studies Regarding Design and Optimization of Mechanisms Using Modern Techniques of CAD and CAE*, 34th National Conference on Mechanics of Solids 16-18 September, Reșița, România, pag. 191-202
- 72 Tufoi, M. Vela, I. Marta, C. Mituletu, C. Amariei, D., Stroia, M. – D., *Design, Optimization and Realization of Mechanical Parts Using CAD, CAE and CAM Techniques*, Annals of DAAAM for 2010 & Proceedings of the 21st International DAAAM Symposium, Zadar, Croatia, pag. 799-780
- 73 Văduva Ion și alții, *Simularea proceselor economice*, Editura Tehnică, București, 1983

- 74 Văduva Ion, *Modele de simulare cu calculatorul*, Editura Tehnică, București, 1977
- 75 Vela I., Rădulescu C., *Proiectarea dispozitivelor, Robotică*, vol I și II, București 2007
- 76 Vela I., Rădulescu C., Varga S., Vela D. G., *Proiectarea dispozitivelor. Robotică*, Vol. 1, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 2006
- 77 Vela I., Rădulescu C., Varga S., Vela D. G., *Proiectarea dispozitivelor. Robotică*, Vol. 2, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 2006
- 78 Vela I., *Proiectarea dispozitivelor*, Editura « Eftimie Murgu », Reșița, 1997.
- 79 Vela I. Ș.a., *Stand pentru cercetarea factorilor ce influențează forțele dezvoltate de mecanismul cu excentric*, Sesiunea tehnico- științifică 22- 23 octombrie, Reșița, 1993
- 80 Vela I., *Cercetări privind funcționarea și construcția mecanismelor cu elemente dințate elastice*, Teză de doctorat, Timișoara, 1987
- 81 Vela I. Ș.a., *Analiza structurală a transmisiei armonice dințate cu roată dințată flexibilă scurtă*, al V-lea simpozion Național de MTM, Cluj Napoca, 1988
- 82 Vela I. Ș.a., *Stand cu circuit mecanic închis și cu încărcare progresivă pentru încercarea roților dințate cilindrice*, Lucrări tehnice și științifice ale IS Reșița, 1976
- 83 **Virgil Cărămidaru**, Ion Vela, *Heat Treatments and Materials Used in the Manufacturing of the Gear Wheel*, Analele Universității „Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula de Inginerie, ISSN 1453-7397, anul XVII, nr. 2, 2010, pag. 65-74, indexată B+
- 84 **V. Cărămidaru**, I. Vela, *Abateri ale parametrilor unei roți dințate cilindrice*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 6, 2011, pag. 46-48
- 85 **V. Cărămidaru**, I. Vela, *Perechea de roți dințate cilindrice. Noțiuni și parametrii*, revista T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 5, 2011, pag. 70-72
- 86 **V. Cărămidaru**, I. Vela, *Noțiuni și parametrii pentru dantura unei roți dințate cilindrice*, T&T tehnică și tehnologie, București, ISSN 1453 8423, vol. 4, 2011, pag. 42-44
- 87 Vijayakar S. Și Houser D., *Contact Analyses of Gears Using a Combined Finite Element and Surface Integral Method*, Gear Technology: 26-33, 1993
- 88 Wang J., *Numerical and Experimental Analyses of Spur Gears in Mesh*, disertație, Curtin University of Technology, Australia, 2003
- 89 Ziegler P.B., *Theory of Modelling and Simulation*, John Wiley and Sons, New York
- 90 *****SolidWorks Help
- 91 *****<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4d14eac958e5401a8fd152e1261b6843&ckck=1>
- 92 *****<http://www.plastechcoatings.com>
- 93 *****<http://www.whitfordwww.com>
- 94 *****<http://www.vibanalysis.co.uk/vibanalysis/gears/gears.html>

Anexa I. Valorile amplitudinilor maxime ale vitezelor și accelerațiilor, măsurate cu programul PULSE, pe lagărele A și D după axele Ox, Oy și Oz

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa X [μ m/s]									
1 strat teflon									
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.23	0.25	0.26	0.27	0.3	0.33	0.35	0.38
	1100	0.27	0.27	0.35	0.39	0.4	0.45	0.5	0.6
	1200	0.52	0.57	0.62	0.63	0.65	0.66	0.7	0.88
	1300	0.63	0.67	0.92	0.93	0.95	1	1.05	1.12
	1400	0.72	0.93	0.95	1	1	1.04	1.06	1.22
	1500	0.89	1.1	1.22	1.24	1.4	1.4	1.48	1.48

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Y [μ m/s]									
1 strat teflon									
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.2	0.22	0.23	0.24	0.25	0.3	0.33	0.36
	1100	0.25	0.24	0.33	0.37	0.37	0.4	0.45	0.55
	1200	0.5	0.55	0.59	0.6	0.63	0.64	0.68	0.85
	1300	0.61	0.65	0.9	0.91	0.94	1	1.04	1.1
	1400	0.7	0.91	0.94	1	1	1.03	1.05	1.21
	1500	0.87	1.09	1.2	1.23	1.38	1.38	1.47	1.47

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Z [m m/s]									
1 strat teflon									
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.158	0.21	0.22	0.23	0.23	0.24	0.263	0.278
	1100	0.2	0.24	0.242	0.243	0.27	0.269	0.274	0.284
	1200	0.23	0.27	0.3	0.33	0.35	0.35	0.38	0.38
	1300	0.34	0.37	0.379	0.38	0.383	0.4	0.4	0.43
	1400	0.36	0.39	0.43	0.49	0.52	0.54	0.54	0.57
	1500	0.38	0.47	0.47	0.51	0.55	0.56	0.6	0.65

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Accelerație axa X [m m/s ²]									
1 strat teflon									
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	1.4	1.5	1.6	1.47	1.45	1.4	1.5	2.1
	1100	1.85	2.4	2.06	2.5	2.25	2.5	2.65	3.35
	1200	2.48	2.5	2.5	2.75	2.5	2.6	3.05	3.55
	1300	3.58	3.55	3.9	4.04	4.1	4.47	4.3	4.9
	1400	3.62	4.55	5	5.1	5.3	5.25	5.75	6.8
	1500	3.8	5.5	5.7	6.06	6.55	7.1	6.9	7

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Y [m/s^2]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	1.45	1.6	1.8	1.7	1.87	2.05	2.1	2
	1100	1.6	1.7	2.09	2	2.2	2.45	3.02	3.48
	1200	2.1	2.5	2.8	2.9	2.87	3	3.15	3.57
	1300	3.25	4.03	4.1	4.43	4.55	4.6	4.9	5.04
	1400	3.74	4.2	4.8	4.9	4.85	4.95	5.4	6.4
	1500	3.8	5.48	5.64	6.05	6.5	7.04	6.9	7.05

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Z [m/s^2]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.7	0.88	0.89	0.9	0.9	0.91	0.95	1.01
	1100	0.84	1.04	1	0.99	1	1.1	1.04	1.12
	1200	1.09	1.07	1.14	1.28	1.35	1.35	1.4	1.4
	1300	1.32	1.39	1.39	1.41	1.45	1.55	1.7	1.83
	1400	1.64	1.9	2.17	2.3	2.4	2.5	2.5	2.6
	1500	1.85	2.15	2.2	2.6	2.7	2.8	2.98	3.15

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Rezultanta acceleratiei [m/s^2]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29,5	32,5	35,5	38,5
Turatia [rot/min]	1000	0,70	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	0,95	1,01
	1100	0,84	1,04	1,00	0,99	1,00	1,10	1,04	1,12
	1200	1,09	1,07	1,14	1,28	1,35	1,35	1,40	1,40
	1300	1,32	1,39	1,39	1,41	1,45	1,55	1,70	1,83
	1400	1,64	1,90	2,17	2,30	2,40	2,50	2,50	2,60
	1500	1,85	2,15	2,20	2,60	2,70	2,80	2,98	3,15

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa X [$\mu m/s$]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.14	0.18	0.19	0.21	0.22	0.239	0.258	0.3
	1100	0.15	0.19	0.2	0.22	0.23	0.242	0.262	0.31
	1200	0.18	0.195	0.21	0.23	0.24	0.26	0.27	0.41
	1300	0.26	0.28	0.37	0.38	0.42	0.47	0.49	0.49
	1400	0.31	0.36	0.42	0.48	0.49	0.51	0.52	0.62
	1500	0.33	0.46	0.48	0.49	0.5	0.52	0.61	0.68

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Y [μ m/s]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.13	0.17	0.18	0.2	0.21	0.218	0.22	0.24
	1100	0.14	0.18	0.19	0.18	0.22	0.222	0.249	0.3
	1200	0.17	0.182	0.2	0.215	0.23	0.25	0.252	0.39
	1300	0.24	0.26	0.36	0.38	0.41	0.46	0.47	0.48
	1400	0.3	0.35	0.4	0.47	0.48	0.5	0.51	0.6
	1500	0.31	0.45	0.47	0.48	0.49	0.53	0.6	0.66

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Z [m m/s]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.134	0.158	0.163	0.165	0.168	0.181	0.233	0.234
	1100	0.151	0.175	0.218	0.224	0.252	0.256	0.261	0.274
	1200	0.178	0.23	0.25	0.265	0.268	0.271	0.3	0.335
	1300	0.23	0.25	0.26	0.29	0.31	0.318	0.33	0.355
	1400	0.275	0.285	0.29	0.295	0.313	0.322	0.345	0.356
	1500	0.28	0.31	0.32	0.325	0.352	0.355	0.372	0.398

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa X [m m/s ²]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.53	0.63	0.9	1.1	1.2	1.13	1.28	1.5
	1100	0.92	1.25	1.25	1.2	1.4	1.48	1.5	1.7
	1200	1.27	1.5	1.53	1.5	1.5	1.9	1.85	1.98
	1300	1.75	2	2.06	2.07	2.4	2.35	2.48	2.6
	1400	2	2.06	2.28	2.25	2.5	2.5	2.86	3.3
	1500	2.1	2.52	2.7	2.53	2.87	2.7	3.04	3.37

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Y [m m/s ²]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.9	0.91	1	1.02	1.03	1	1.1	1.45
	1100	0.92	1.1	1.15	1.4	1.35	1.25	1.48	1.6
	1200	1.24	1.45	1.51	1.5	1.55	1.5	1.6	1.97
	1300	1.55	1.58	1.97	1.96	2.05	1.97	1.98	2.4
	1400	1.62	1.9	2.1	2.08	2.18	2.37	2.7	2.75
	1500	2	2.04	2.15	2.35	2.45	2.6	2.78	3.25

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Z [m/s^2]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.68	0.76	0.81	0.79	0.765	0.703	0.81	0.815
	1100	0.813	0.86	0.95	0.86	0.98	0.88	1.01	1.07
	1200	0.89	1.12	1.15	1.26	1.36	1.4	1.42	1.6
	1300	0.95	1.13	1.22	1.41	1.55	1.6	1.61	1.67
	1400	1.72	1.81	1.8	1.85	1.91	1.98	2.1	2.15
	1500	1.99	2.16	2.31	2.22	2.35	2.49	2.54	2.75

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Rezultanta acceleratiei [m/s^2]									
1 strat teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29,5	32,5	35,5	38,5
Turatia [rot/min]	1000	0,68	0,76	0,81	0,79	0,77	0,70	0,81	0,82
	1100	0,81	0,86	0,95	0,86	0,98	0,88	1,01	1,07
	1200	0,89	1,12	1,15	1,26	1,36	1,40	1,42	1,60
	1300	0,95	1,13	1,22	1,41	1,55	1,60	1,61	1,67
	1400	1,72	1,81	1,80	1,85	1,91	1,98	2,10	2,15
	1500	1,99	2,16	2,31	2,22	2,35	2,49	2,54	2,75

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa X [$\mu m/s$]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.25	0.26	0.27	0.31	0.35	0.37	0.41	0.42
	1100	0.258	0.27	0.28	0.37	0.39	0.4	0.42	0.5
	1200	0.262	0.3	0.36	0.38	0.41	0.45	0.48	0.51
	1300	0.32	0.33	0.43	0.45	0.52	0.52	0.53	0.55
	1400	0.52	0.67	0.68	0.69	0.77	0.79	0.89	0.9
	1500	1.48	1.5	1.51	1.56	1.67	1.7	1.71	1.9

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Y [$\mu m/s$]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.2	0.25	0.24	0.29	0.35	0.35	0.38	0.4
	1100	0.24	0.26	0.27	0.35	0.36	0.36	0.47	0.49
	1200	0.25	0.28	0.35	0.37	0.4	0.43	0.48	0.5
	1300	0.31	0.32	0.42	0.44	0.5	0.51	0.52	0.53
	1400	0.51	0.65	0.66	0.68	0.75	0.78	0.88	1
	1500	1.46	1.48	1.49	1.5	1.65	1.69	1.7	1.88

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Z [m m/s]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.11	0.12	0.13	0.135	0.14	0.15	0.16	0.19
	1100	0.115	0.13	0.133	0.1355	0.145	0.17	0.17	0.195
	1200	0.12	0.132	0.14	0.14	0.15	0.18	0.19	0.21
	1300	0.13	0.14	0.145	0.15	0.16	0.19	0.195	0.22
	1400	0.33	0.34	0.34	0.38	0.38	0.39	0.4	0.44
	1500	0.48	0.5	0.51	0.55	0.55	0.65	0.66	0.75

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa X [m m/s ²]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.85	0.97	1	0.98	0.74	0.9	1.2	1
	1100	1.5	1.8	1.9	1.85	1.8	1.92	2.07	2.5
	1200	2	1.88	2.18	2	1.98	2.2	2.5	2.9
	1300	2.05	2.15	2.2	2.38	2	2.5	2.55	3.1
	1400	2.19	2.25	2.6	2.55	2.22	2.65	3.05	3.5
	1500	3.87	4.22	4.03	4.2	4	4.45	4.5	5

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Y [m m/s ²]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.75	0.96	0.97	0.97	0.9	0.95	1	1.1
	1100	1.4	1.7	1.83	1.9	1.8	1.9	2.05	2.4
	1200	2	2.1	2	2.17	1.98	2.46	2.45	3
	1300	2.14	2.2	2.5	2.25	2.1	2.5	2.95	3.15
	1400	2.18	2.25	2.6	2.4	2.22	2.6	2.99	3.25
	1500	3.85	3.99	3.92	4	4.2	4.5	4.3	4.9

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Z [m/s ²]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.38	0.39	0.48	0.5	0.45	0.49	0.57	0.67
	1100	0.4	0.48	0.52	0.52	0.5	0.58	0.59	0.75
	1200	0.688	0.55	0.61	0.67	0.63	0.66	0.61	0.78
	1300	0.692	0.58	0.68	0.79	0.68	0.71	0.68	0.79
	1400	0.79	0.81	0.81	0.91	0.95	0.99	1	1.09
	1500	1.2	1.3	1.39	1.4	1.47	1.6	1.65	1.9

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Rezultanta accelerației [m/s ²]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29,5	32,5	35,5	38,5
Turatia [rot/min]	1000	0,38	0,39	0,48	0,50	0,45	0,49	0,57	0,67
	1100	0,40	0,48	0,52	0,52	0,50	0,58	0,59	0,75
	1200	0,69	0,55	0,61	0,67	0,63	0,66	0,61	0,78
	1300	0,69	0,58	0,68	0,79	0,68	0,71	0,68	0,79
	1400	0,79	0,81	0,81	0,91	0,95	0,99	1,00	1,09
	1500	1,20	1,30	1,39	1,40	1,47	1,60	1,65	1,90

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa X [μ m/s]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.15	0.17	0.188	0.19	0.2	0.21	0.22	0.25
	1100	0.16	0.178	0.192	0.198	0.22	0.2338	0.25	0.27
	1200	0.17	0.182	0.21	0.222	0.23	0.2342	0.27	0.28
	1300	0.2	0.2	0.23	0.24	0.25	0.25	0.275	0.285
	1400	0.21	0.26	0.26	0.28	0.36	0.37	0.45	0.47
	1500	0.64	0.68	0.655	0.66	0.69	0.65	0.67	0.71

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Y [μ m/s]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.14	0.158	0.17	0.17	0.18	0.18	0.19	0.2
	1100	0.15	0.162	0.18	0.21	0.208	0.228	0.23	0.258
	1200	0.16	0.17	0.2	0.22	0.212	0.232	0.25	0.262
	1300	0.2	0.24	0.25	0.26	0.34	0.35	0.44	0.5
	1400	0.6	0.68	0.65	0.655	0.66	0.67	0.64	0.69
	1500	0.9	0.88	1	0.85	1.05	1.06	1	1.07

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Z [m m/s]									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.045	0.062	0.067	0.068	0.069	0.066	0.075	0.082
	1100	0.055	0.074	0.071	0.081	0.075	0.084	0.092	0.095
	1200	0.065	0.083	0.078	0.088	0.094	0.096	0.109	0.112
	1300	0.092	0.088	0.095	0.099	0.109	0.118	0.119	0.138
	1400	0.098	0.107	0.106	0.118	0.127	0.147	0.151	0.162
	1500	0.175	0.195	0.195	0.198	0.198	0.205	0.214	0.218

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa X $[m/s^2]$									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.5	0.6	0.5	0.52	0.7	0.62	0.6	0.75
	1100	0.6	0.84	0.65	0.88	0.82	0.99	0.65	1.06
	1200	0.98	0.95	0.85	0.96	0.9	1.07	1.08	1.18
	1300	1.25	1.3	1.5	1.52	1.51	1.51	1.5	1.53
	1400	1.55	1.6	1.73	2.02	2.35	2.06	2.48	2.51
	1500	1.75	2.1	2.07	2.45	2.55	2.7	2.85	2.9

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Y $[m/s^2]$									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.44	0.47	0.49	0.45	0.5	0.5	0.45	0.57
	1100	0.5	0.65	0.5	0.68	0.56	0.7	0.55	0.85
	1200	1	1.21	1.45	1.2	1.2	1.25	1.48	1.5
	1300	1.25	1.47	1.49	1.47	1.47	1.48	1.55	1.6
	1400	1.5	1.6	2.02	2	2.48	2.6	2.76	2.85
	1500	2.17	2.35	2.7	2.47	2.8	2.85	2.88	2.9

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Z $[m/s^2]$									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.29	0.36	0.368	0.378	0.39	0.418	0.45	0.48
	1100	0.35	0.368	0.372	0.382	0.41	0.422	0.46	0.5
	1200	0.358	0.372	0.39	0.39	0.458	0.48	0.548	0.55
	1300	0.362	0.38	0.41	0.43	0.462	0.51	0.55	0.56
	1400	0.38	0.42	0.44	0.46	0.48	0.53	0.552	0.578
	1500	0.46	0.52	0.53	0.54	0.54	0.54	0.56	0.582

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Rezultanta acceleratiei $[m/s^2]$									
2 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29,5	32,5	35,5	38,5
Turatia [rot/min]	1000	0,29	0,36	0,37	0,38	0,39	0,42	0,45	0,48
	1100	0,35	0,37	0,37	0,38	0,41	0,42	0,46	0,50
	1200	0,36	0,37	0,39	0,39	0,46	0,48	0,55	0,55
	1300	0,36	0,38	0,41	0,43	0,46	0,51	0,55	0,56
	1400	0,38	0,42	0,44	0,46	0,48	0,53	0,55	0,58
	1500	0,46	0,52	0,53	0,54	0,54	0,54	0,56	0,58

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa X [μ m/s]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.18	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27
	1100	0.19	0.22	0.23	0.25	0.26	0.27	0.28	0.3
	1200	0.2	0.23	0.24	0.255	0.27	0.28	0.29	0.36
	1300	0.21	0.235	0.25	0.28	0.34	0.37	0.38	0.48
	1400	0.25	0.36	0.38	0.4	0.43	0.45	0.55	0.7
	1500	0.61	0.63	0.64	0.68	0.69	0.71	0.72	0.75

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Y [μ m/s]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.14	0.18	0.2	0.19	0.21	0.22	0.22	0.24
	1100	0.16	0.19	0.21	0.2	0.23	0.224	0.24	0.25
	1200	0.18	0.2	0.215	0.23	0.25	0.24	0.26	0.34
	1300	0.19	0.21	0.22	0.26	0.32	0.34	0.35	0.45
	1400	0.23	0.32	0.33	0.35	0.39	0.42	0.5	0.63
	1500	0.59	0.6	0.61	0.65	0.66	0.68	0.69	0.72

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Z [m m/s]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.098	0.11	0.11	0.115	0.12	0.125	0.135	0.14
	1100	0.11	0.13	0.14	0.16	0.163	0.165	0.19	0.22
	1200	0.15	0.155	0.17	0.182	0.185	0.19	0.193	0.23
	1300	0.16	0.17	0.18	0.185	0.19	0.21	0.225	0.239
	1400	0.17	0.175	0.183	0.195	0.199	0.23	0.235	0.242
	1500	0.223	0.23	0.24	0.26	0.265	0.282	0.285	0.32

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa X [m m/s ²]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.6	0.65	0.68	0.7	0.75	0.76	0.79	0.85
	1100	0.67	0.78	0.8	0.85	0.9	0.9	1	1
	1200	0.8	1.1	1.1	1.2	1.22	1.25	1.48	1.5
	1300	1.15	1.2	1.22	1.23	1.5	1.55	1.65	1.7
	1400	1.55	1.65	1.67	1.68	1.73	1.88	1.92	2
	1500	1.73	1.9	2.08	2.38	2.5	2.68	2.72	3.2

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Y [m/s^2]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.41	0.42	0.44	0.49	0.5	0.55	0.56	0.58
	1100	0.88	0.9	1.03	1.05	1.1	1.15	1.18	1.2
	1200	0.98	1	1.2	1.23	1.25	1.25	1.28	1.4
	1300	1.05	1.3	1.4	1.48	1.6	1.66	1.89	1.95
	1400	1.5	1.63	1.65	1.7	1.84	2.05	2.05	2.15
	1500	1.68	1.8	2	2.29	2.45	2.62	2.7	3.18

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Z [m/s^2]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.4	0.42	0.41	0.43	0.45	0.49	0.5	0.64
	1100	0.45	0.51	0.46	0.55	0.6	0.65	0.675	0.69
	1200	0.67	0.72	0.68	0.698	0.725	0.84	0.875	0.88
	1300	0.86	0.895	0.99	1.11	1.115	1.13	1.12	1.225
	1400	1.1	1.2	1.21	1.34	1.36	1.45	1.55	1.56
	1500	1.43	1.5	1.57	1.69	1.71	1.84	1.85	2.04

Lagar A $\beta = 11^\circ$ Rezultanta acceleratiei [m/s^2]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29,5	32,5	35,5	38,5
Turatia [rot/min]	1000	0,40	0,42	0,41	0,43	0,45	0,49	0,50	0,64
	1100	0,45	0,51	0,46	0,55	0,60	0,65	0,68	0,69
	1200	0,67	0,72	0,68	0,70	0,73	0,84	0,88	0,88
	1300	0,86	0,90	0,99	1,11	1,12	1,13	1,12	1,23
	1400	1,10	1,20	1,21	1,34	1,36	1,45	1,55	1,56
	1500	1,43	1,50	1,57	1,69	1,71	1,84	1,85	2,04

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa X [$\mu m/s$]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.1	0.1	0.105	0.11	0.12	0.12	0.125	0.13
	1100	0.27	0.28	0.29	0.29	0.3	0.34	0.35	0.36
	1200	0.32	0.33	0.34	0.36	0.38	0.47	0.49	0.51
	1300	0.34	0.37	0.41	0.46	0.48	0.49	0.5	0.56
	1400	0.47	0.52	0.54	0.56	0.57	0.58	0.6	0.62
	1500	0.5	0.53	0.56	0.57	0.64	0.65	0.7	0.73

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Y [μ m/s]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.23	0.2	0.21	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25
	1100	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.3	0.31	0.32
	1200	0.27	0.28	0.29	0.34	0.36	0.45	0.47	0.5
	1300	0.32	0.36	0.39	0.44	0.46	0.46	0.49	0.55
	1400	0.45	0.49	0.51	0.53	0.56	0.565	0.57	0.59
	1500	0.48	0.52	0.52	0.54	0.62	0.59	0.68	0.7

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Viteze axa Z [m m/s]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.075	0.076	0.082	0.0845	0.085	0.086	0.089	0.098
	1100	0.079	0.082	0.0825	0.102	0.105	0.114	0.122	0.135
	1200	0.088	0.109	0.114	0.125	0.126	0.139	0.144	0.153
	1300	0.1	0.114	0.133	0.1355	0.136	0.141	0.154	0.161
	1400	0.105	0.131	0.135	0.136	0.1385	0.145	0.161	0.18
	1500	0.132	0.139	0.148	0.151	0.165	0.169	0.172	0.192

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa X [$m m/s^2$]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.45	0.42	0.51	0.49	0.5	0.51	0.48	0.51
	1100	0.54	0.53	0.62	0.55	0.6	0.58	0.52	0.6
	1200	0.8	0.87	0.9	1.05	0.9	0.79	0.99	1
	1300	0.85	1.1	0.98	1.2	1.25	1.35	1.45	1.5
	1400	1.25	1.39	1.38	1.4	1.47	1.43	1.5	1.8
	1500	1.45	1.6	1.46	1.48	1.64	1.72	1.9	2.5

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Y [$m m/s^2$]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.5	0.6	0.61	0.65	0.65	0.7	0.68	0.73
	1100	0.67	0.69	0.72	0.74	0.7	0.74	0.75	0.8
	1200	0.71	0.75	0.77	0.78	0.83	0.81	0.88	0.975
	1300	0.79	0.78	0.86	0.9	0.985	0.9	1.05	1.1
	1400	1.2	1.32	1.3	1.35	1.41	1.4	1.45	1.49
	1500	1.25	1.4	1.43	1.44	1.52	1.6	1.66	1.75

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Acceleratie axa Z [m/s^2]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	0.33	0.335	0.34	0.43	0.44	0.48	0.52	0.56
	1100	0.36	0.42	0.43	0.45	0.46	0.5	0.523	0.565
	1200	0.4	0.4225	0.44	0.5	0.505	0.51	0.57	0.63
	1300	0.42	0.425	0.445	0.51	0.675	0.67	0.71	0.79
	1400	0.65	0.72	0.69	0.7	0.76	0.71	0.81	0.97
	1500	0.92	0.975	1.03	1.05	1.14	1.16	1.2	1.32

Lagar D $\beta = 11^\circ$ Rezultanta acceleratiei [m/s^2]									
3 straturi teflon									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29,5	32,5	35,5	38,5
Turatia [rot/min]	1000	0,33	0,34	0,34	0,43	0,44	0,48	0,52	0,56
	1100	0,36	0,42	0,43	0,45	0,46	0,50	0,52	0,57
	1200	0,40	0,42	0,44	0,50	0,51	0,51	0,57	0,63
	1300	0,42	0,43	0,45	0,51	0,68	0,67	0,71	0,79
	1400	0,65	0,72	0,69	0,70	0,76	0,71	0,81	0,97
	1500	0,92	0,98	1,03	1,05	1,14	1,16	1,20	1,32

Anexa II. Valorile amplitudinilor maxime ale zgomotului măsurat cu programul PULSE pe carcasa superioară

		Zgomot [dB]							
		1 strat teflon							
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	55.55	56.66	58.88	60	60.16	60.44	60.55	60.99
	1100	60.11	60.22	60.33	60.55	60.66	60.99	61.18	61.33
	1200	60.66	60.77	60.88	61.11	61.44	61.54	61.55	61.77
	1300	61.11	61.33	61.61	61.65	61.66	61.68	61.77	61.99
	1400	61.44	61.55	61.88	61.99	62.33	62.44	62.77	63.22
	1500	62.42	62.66	63.44	63.55	63.55	63.77	63.99	64.22

		Zgomot [dB]							
		2 straturi teflon							
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	53.88	55.55	56.66	58.88	59.11	60.11	60.2	60.66
	1100	56.88	58.66	59.66	60	60	60.16	60.33	60.77
	1200	57.77	59.88	60.16	60.27	60.44	60.49	60.55	60.94
	1300	60.4	60.44	60.49	60.68	60.77	60.83	60.91	61.22
	1400	60.49	60.55	60.66	60.72	60.88	61.22	61.27	62.19
	1500	62.05	62.22	62.44	62.49	62.77	62.88	62.94	63.2

		Zgomot [dB]							
		3 straturi teflon							
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	51.11	55.33	55.55	56.11	58.33	59.44	60.05	60.26
	1100	56.33	60.16	60.26	60.27	60.28	60.3	60.53	60.55
	1200	56.99	60.38	60.49	60.5	60.6	60.72	60.77	60.79
	1300	60.38	60.52	60.83	60.86	60.88	61.1	61.19	61.11
	1400	60.49	60.61	60.9	61.16	61.4	61.5	61.55	61.6
	1500	61.22	61.55	61.6	61.7	61.8	62	62.1	62.22

		Zgomot [dB]							
		frezata beta 9							
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	71.11	72.55	73.55	74.99	75.77	76.77	77.22	80.11
	1100	72.22	73.66	74.11	75.44	76.11	77.22	78.33	80.27
	1200	73.55	73.88	74.55	75.55	77.55	79.33	80.03	80.38
	1300	74.44	74.66	74.77	76.11	78.33	80.07	80.22	80.46
	1400	74.88	74.99	75.49	76.44	78.66	80.09	80.27	80.55
	1500	75.22	75.44	76.44	77.77	78.88	80.16	80.55	80.57

		Zgomot [dB]							
		frezata beta 11							
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	63.33	64.64	64.68	65.22	65.33	65.77	67.77	68.33
	1100	63.77	64.72	64.88	65.33	65.66	66.44	68.22	69.99
	1200	64.77	64.88	65.11	65.61	67.22	67.44	69.66	71.22
	1300	65.77	66.33	66.77	67.11	67.66	67.77	69.99	72.22
	1400	67.11	67.22	67.99	68.33	69.88	70.22	72.44	73.11
	1500	68.61	69.11	69.77	70.12	71.11	72.66	73.11	73.22

		Zgomot [dB]							
		frezata beta 13							
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	60.18	60.44	60.83	61.01	61.16	61.27	61.35	61.49
	1100	60.81	60.88	61	61.1	61.2	61.66	61.77	61.88
	1200	61.2	61.27	61.3	61.44	61.55	61.77	62	62.12
	1300	61.55	61.6	61.72	61.83	61.94	61.99	62.32	62.72
	1400	61.99	62.08	62.1	62.33	62.49	62.55	62.72	62.88
	1500	62.33	62.44	62.77	63.77	63.99	64.27	64.61	64.66

		Zgomot [dB]							
		frezata beta 15							
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	60	60.02	60.27	60.82	60.94	61.11	61.49	61.93
	1100	60.08	60.27	60.55	60.84	61.05	61.33	61.71	61.95
	1200	60.11	60.49	60.66	60.86	61.11	61.44	61.72	62.11
	1300	60.22	60.55	60.83	60.88	61.27	61.55	61.73	62.16
	1400	60.27	60.63	60.88	60.99	61.31	61.66	62.05	62.33
	1500	60.44	60.66	60.94	61.07	61.33	61.71	62.11	62.61

		Zgomot [dB]							
		rectificata beta 9							
		Moment de incarcare [Nm]							
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	60.66	60.97	61.72	61.77	62.66	63.27	64.66	65.05
	1100	61.66	62.22	62.22	62.77	62.94	63.88	64.72	65.66
	1200	61.88	62.77	63.55	63.66	63.77	64.66	64.88	66.11
	1300	62.42	62.99	63.66	63.99	64.35	64.77	64.99	66.49
	1400	62.55	63.05	63.99	64.66	64.99	65.55	65.77	66.77
	1500	63.33	63.55	64.64	64.94	65.44	65.66	65.99	67.22

Zgomot [dB]									
rectificata beta 11									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	60.55	60.66	61.31	61.66	62.05	62.11	63.27	63.66
	1100	60.77	61.44	61.77	62.11	62.71	62.77	63.48	63.77
	1200	61.05	61.55	62.11	62.27	62.73	63.22	63.51	63.83
	1300	61.11	61.68	62.14	62.74	63.08	63.33	63.77	63.99
	1400	61.27	61.86	62.26	62.77	63.18	63.83	64.16	64.36
	1500	61.55	62.38	62.53	62.88	63.79	63.99	64.31	64.55

Zgomot [dB]									
rectificata beta 13									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	58.88	60.05	60.16	60.19	60.22	61.22	61.27	61.3
	1100	60.27	60.59	60.97	61.33	61.38	61.99	62.44	62.88
	1200	60.38	60.66	60.99	61.35	61.72	62.19	62.49	63.22
	1300	60.52	60.83	61.11	61.38	61.83	62.22	62.55	63.33
	1400	60.55	60.86	61.21	61.44	62.11	62.25	62.86	63.61
	1500	60.64	61.66	61.94	62.08	62.15	62.77	63.22	63.88

Zgomot [dB]									
rectificata beta 15									
Moment de incarcare [Nm]									
		16	19	22	26	29.5	32.5	35.5	38.5
Turatia [rot/min]	1000	51.11	52.22	53.33	54.77	55.77	56.66	57.22	59.44
	1100	52.22	53.11	54.99	55.55	57.22	57.77	60.22	60.53
	1200	52.77	55.55	56.66	60.11	60.16	60.31	60.33	60.55
	1300	56.11	58.33	60.08	60.16	60.27	60.54	60.57	60.99
	1400	58.88	59.66	60.16	60.44	60.53	60.77	60.88	61.11
	1500	60.44	60.49	60.55	60.55	60.83	60.86	61	61.16

Anexa III. Modelul raportului generat de programul Pulse pentru accelerații și viteze

TEZĂ DE DOCTORAT

Raport PULSE **Brüel & Kjær**

Suprafața danturilor: teflonată 3 straturi	Unghi de înclinație al dant.: $\beta = 11^\circ$
Locul de măsurare: Lagăr D	Accelerometru B&K tip 4524 B, seria 30880
Turația motorului: n= 1500 rpm	Momentul de frânare: $T_2 = 38,5 \text{ Nm}$

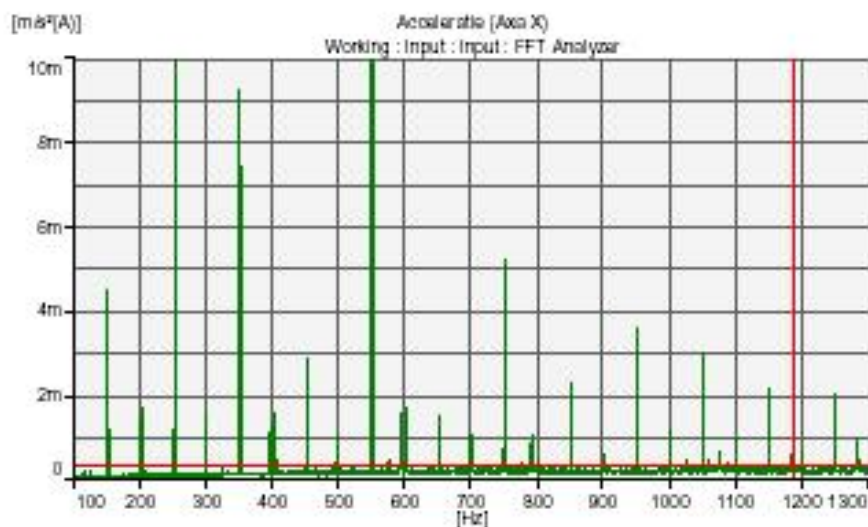


Figura 1: Acceleratie (Axa X)

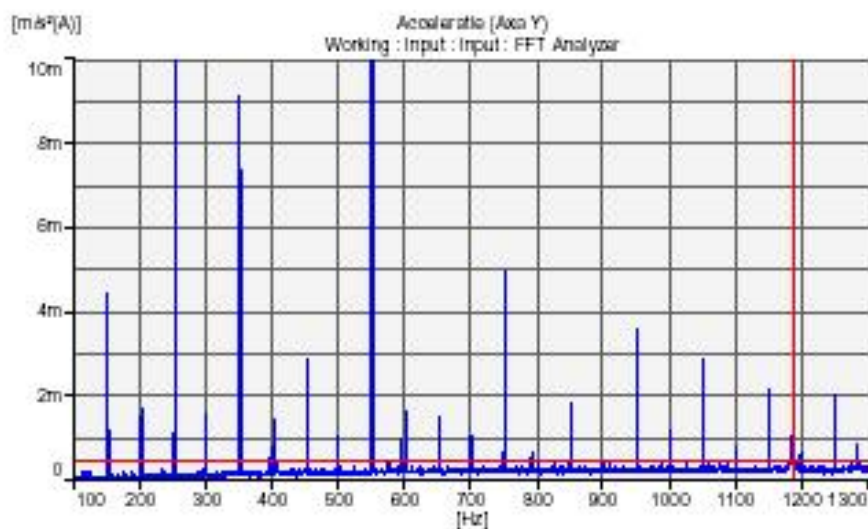


Figura 2: Acceleratie (Axa Y)

TEZĂ DE DOCTORAT

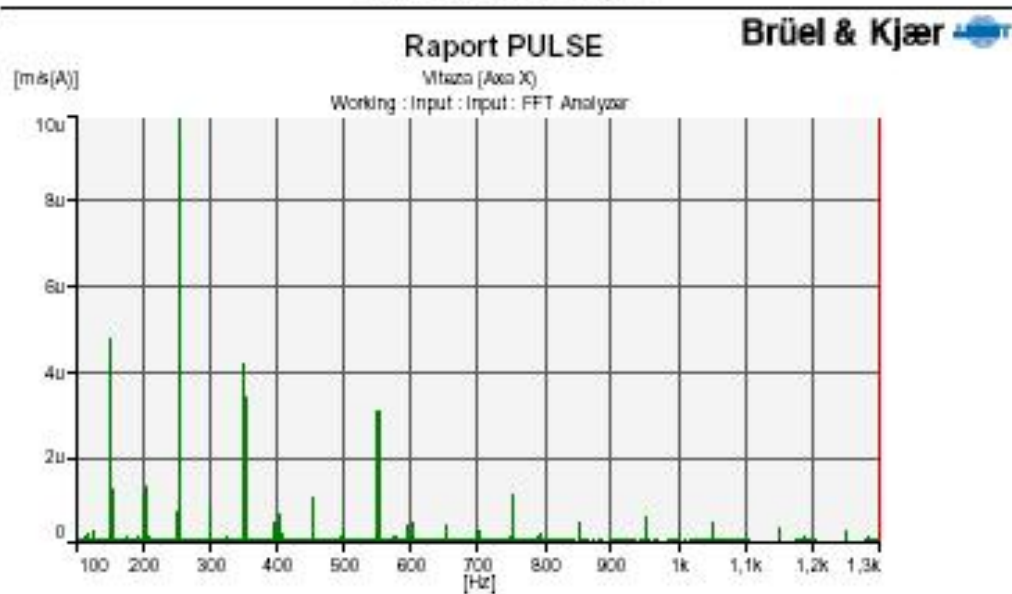


Figura 3: Viteza (Axa X)

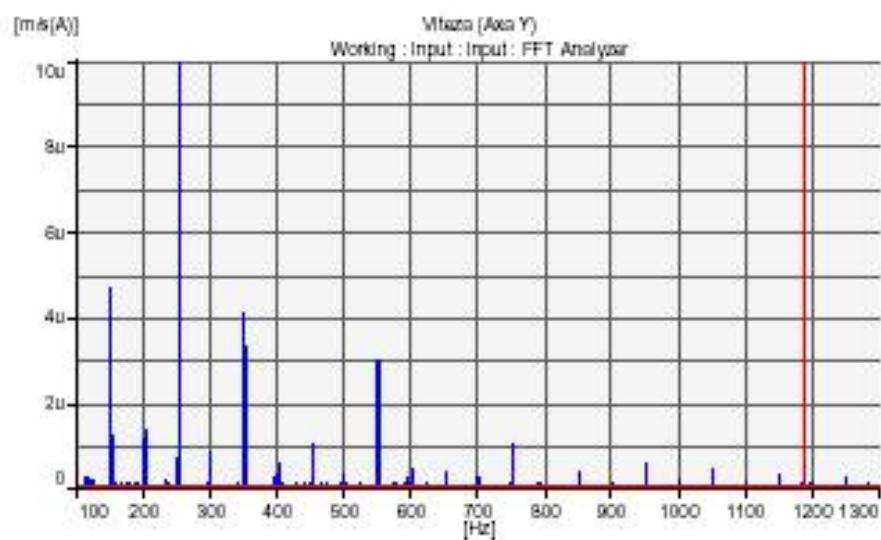


Figura 4: Viteza (Axa Y)

TEZĂ DE DOCTORAT

Raport PULSE

Brüel & Kjær

Suprafața danturilor: teflonată 3 straturi

Unghi de înclinare al dant.: $\beta = 11^\circ$

Locul de măsurare: Lagăr A

Accelerometru B& K tip 4524 B, seria 30877

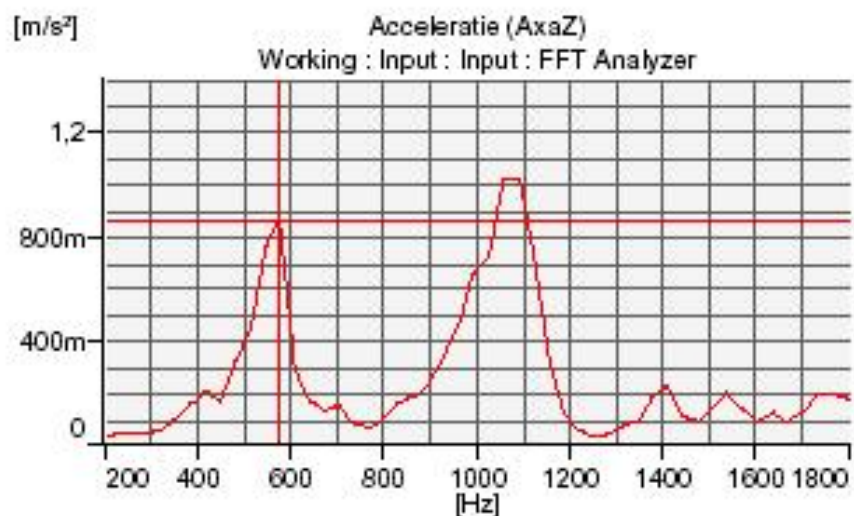
Turația motorului: $n = 1000$ rpmMomentul de frânare: $T_2 = 38,5$ Nm

Figura 1: Acceleratie (AxaZ)

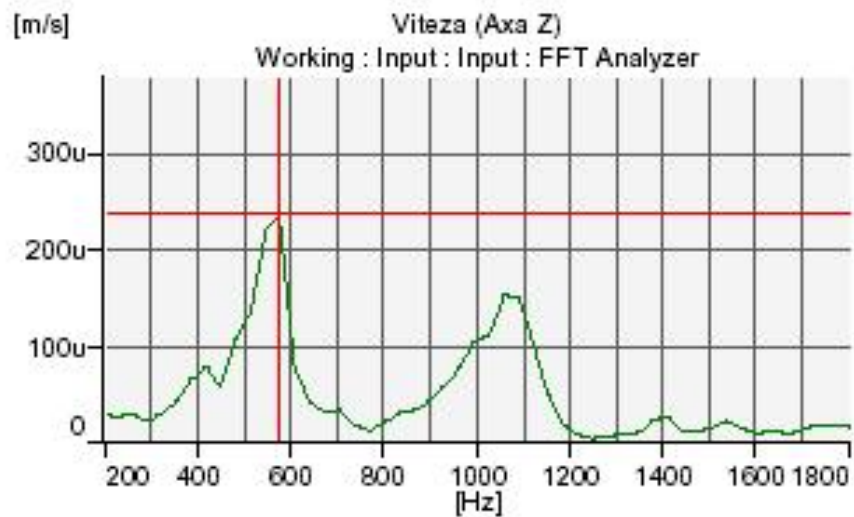


Figura 2: Viteza (Axa Z)

Anexa IV. Modelul raportului generat de programul Pulse pentru zgomote

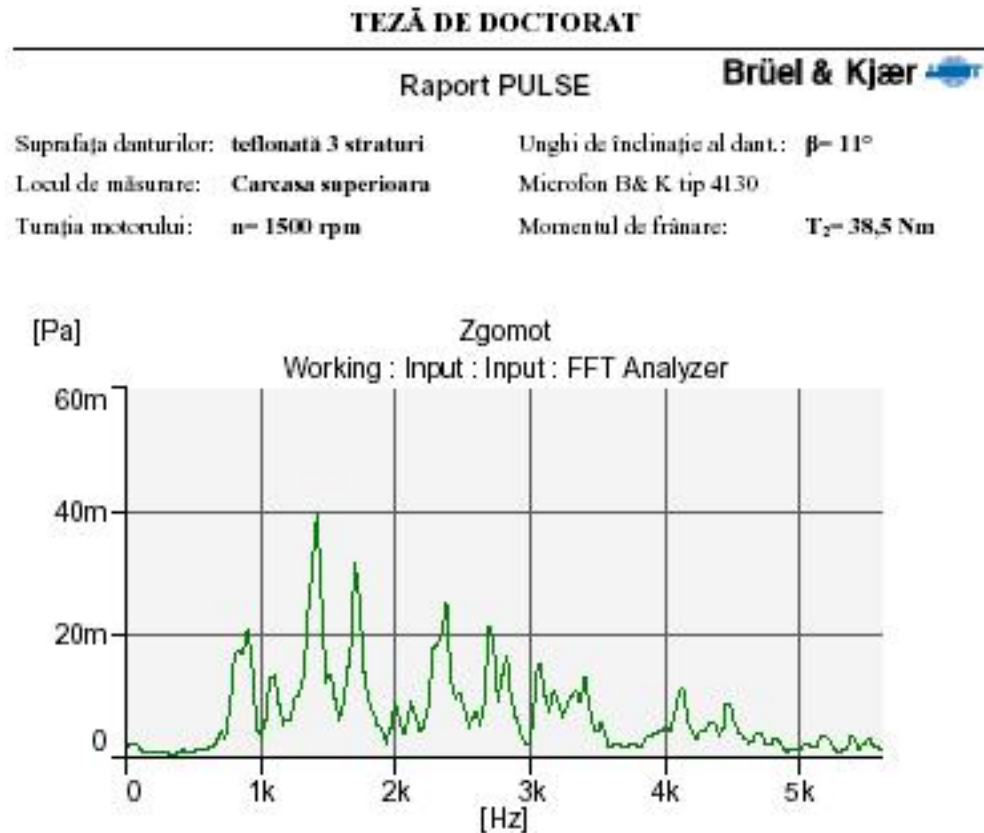


Figura 1: Zgomot