

MINISTERUL EDUCAȚIEI, CERCETĂRII ȘI INOVĂRII

UNIVERSITATEA „EFTIMIE MURGU“ REȘIȚA
FACULTATEA DE INGINERIE

Ing. Zoltan Iosif KORKA

TEZĂ DE DOCTORAT

**CERCETĂRI PRIVIND REDUCEREA
VIBRAȚIILOR ÎN FUNCȚIONAREA
REDUCTOARELOR CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE**

Coordonator științific:
Prof. univ. dr. ing. Ion VELA

Reșița

2009

PREFAȚĂ

Prezenta lucrare reprezintă o sinteză a activității de documentare și cercetare teoretică și experimentală desfășurată de autor în domeniul vibrațiilor produse de transmisiile cu roți dințate cilindrice.

Finalizarea acestei teze nu ar fi fost posibilă fără sprijinul unor persoane care s-au implicat într-o formă sau alta și cărora le aduc pe această cale sincere mulțumiri.

În primul rând, mulțumirile se cuvin distinsului conducător științific, *prof. univ. dr. ing. Ion VELA*, pentru îndrumarea permanentă și încrederea acordată pe parcursul susținerii examenelor și referatelor prevăzute în planul individual de pregătire, precum și în întreaga activitate științifică.

Pe perioada de pregătire individuală, la susținerea examenelor și referatelor, am beneficiat de îndrumarea unor personalități din lumea științifică și universitară, care, prin sugestiile acordate, au contribuit la finalizarea acestei lucrări și cărora le mulțumesc: *prof. univ. dr. ing. Sava IANICI*, *prof. univ. dr. ing. Tiberiu MĂNESCU*, *prof. univ. dr. ing. Viorel CÂMPIAN*, *prof. univ. dr. ing. Gilbert- Rainer GILLICH*, *prof. univ. dr. ing. Gheorghe POPOVICI*.

În mod deosebit, mulțumesc domnului *prof. univ. dr. ing. Ioan NICOARĂ* de la Facultatea de Mecanică a Universității „Politehnica” Timișoara pentru sugestiile pertinente acordate cu prilejul susținerii proiectului de cercetare științifică și pe parcursul construcției standului de probe.

Mulțumesc, de asemenea, domnului *prof. univ. dr. ing. Gheorghe LIUBA* pentru sprijinul acordat în realizarea panoului electric aferent standului de probă.

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

În final, dar nu în ultimul rând, mulțumesc familiei mele: soției *Aurora* și fiicei *Betina* pentru întreaga susținere și înțelegere de care au dat dovadă pe parcursul activității de doctorat (examene, referate, elaborarea tezei).

Autorul

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

C U P R I N S

Introducere. Obiectivele cercetării	5
Capitolul 1. Stadiul actual al cercetărilor privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice	7
1.1 Reductorul ca sistem vibrator	7
1.2 Factorii principali care pot induce impulsuri de vibrații	9
1.3 Factori de influență ai nivelului de vibrații și zgomete	11
1.3.1 Influența tipului de reductor, a încărcării și a caracteristicilor danturii	11
1.3.2 Influența materialului și a procedurii de fabricație a roților dințate	14
1.3.3 Influența clasei de precizie a danturii	14
1.3.4 Alte influențe asupra vibrațiilor danturii	17
1.3.5 Influența lagărelor	17
1.3.6 Propagarea vibrațiilor prin carcasă	18
1.3.7 Măsuri secundare de reducere a efectelor vibrațiilor	19
1.4 Concluzii	19
Capitolul 2. Metode și mijloace pentru măsurarea vibrațiilor	21
2.1 Considerații generale	21
2.2 Tipuri de aparate pentru măsurarea vibrațiilor	25
2.2.1 Aparare mecanice pentru măsurarea vibrațiilor	25
2.2.2 Măsurarea electrică a vibrațiilor mecanice	31
2.3 Dotarea din Universitatea Eftimie Murgu Reșița folosită pentru măsurarea vibrațiilor	39
2.4 Concluzii	41
Capitolul 3. Concepția și realizarea standului de încercări	41
3.1 Considerații generale privind standurile de încercare a reductoarelor cu roți dințate	41
3.1.1 Standuri cu flux energetic deschis	42
3.1.2 Standuri cu flux energetic închis	43
3.2 Alegerea soluției constructive și funcționale a standului de probe	47
3.2.1 Alegerea transmisiei. Pregătirea reductorului	47
3.2.2 Alegerea mașinii antrenatoare	50
3.2.3 Alegerea sistemului de încărcare	51
3.2.4 Dotări suplimentare	52
3.2.5 Amplasarea punctelor de măsurare a vibrațiilor	54
3.3 Programarea sistemului de culegere a datelor cu ajutorul programului PULSE	55
3.3.1 Diferența dintre canale (<i>channels</i>) și semnale (<i>signals</i>)	55
3.3.2 Lansarea în execuție a programului PULSE	56
3.3.3 Setarea proiectelor PULSE de măsurare a vibrațiilor de la reductorul supus cercetării pe standul de probe	63
3.4 Concluzii și contribuții personale	70
Capitolul 4. Modelarea matematică a vibrațiilor unei transmisii cu roți dințate	71
4.1 Scurt istoric al modelelor matematice dezvoltate	71
4.1.1 Modele bazate pe analiza dintelui	72
4.1.2 Modele pentru studiul dinamicii transmisiei cu roți dințate	76
4.1.3 Modele care includ reductorul ca ansamblu	79

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

4.2	Modelul mecanic cu un grad de libertate (1 DOF)	81
4.3	Modelul mecanic cu trei grade de libertate (3 DOF)	84
4.4	Modelul mecanic cu șase grade de libertate (6 DOF)	88
4.5	Modelul matematic propus de autor pentru simularea transmisiei cu roți dințate	91
4.5.1	Determinarea rigidității arborilor	92
4.5.2	Determinarea rigidității rulmenților	93
4.5.3	Determinarea rigidității angrenării	96
4.5.4	Stabilirea numărului de grade de libertate a sistemului vibrator	98
4.6	Concluzii și contribuții originale	98
Capitolul 5.	Cercetări privind influența factorilor geometrici ai danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice	100
5.1	Influența unghiului de înclinare al danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice	100
5.1.1	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=9^\circ$	100
5.1.2	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=11^\circ$	104
5.1.3	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=13^\circ$	104
5.1.4	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=15^\circ$	104
5.2	Compararea rezultatelor măsurătorilor	105
5.3	Simularea numerică a transmisiei cu roți dințate cilindrice	112
5.4	Concluzii și contribuții originale	117
Capitolul 6.	Cercetări privind influența preciziei de prelucrare a danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice	120
6.1	Influența preciziei de prelucrare a danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice	120
6.1.1	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=9^\circ$	121
6.1.2	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=11^\circ$	122
6.1.3	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=13^\circ$	122
6.1.4	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=15^\circ$	122
6.2	Compararea rezultatelor măsurătorilor	122
6.3	Concluzii și contribuții originale	128
Capitolul 7.	Cercetări privind influența acoperirilor cu teflon aplicate danturilor, asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice	130
7.1	Noțiuni generale privind teflonarea roților dințate în vederea reducerii nivelului de vibrații	130
7.2	Fluxul tehnologic de acoperire cu material fluoropolimeric a suprafeței danturii roților dințate	131
7.3	Influența acoperirii cu material fluoropolimeric asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice	134
7.3.1	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=9^\circ$	135
7.3.2	Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=11^\circ$	135
7.4	Concluzii și contribuții originale	141
Capitolul 8.	Concluzii generale și contribuții personale	143
	Bibliografie	146
	Anexe	152

INTRODUCERE. OBIECTIVELE CERCETĂRII

Tendința actuală în construcția reductoarelor și multiplicatoarelor de turație, privind creșterea vitezei de lucru, favorizează creșterea solicitărilor dinamice care însoțesc funcționarea acestei categorii de mașini de lucru. Fenomenele dinamice de contact, de tipul frecărilor, ciocnirilor și șocurilor ce se desfășoară în cuplele cinematice, mecanismele și motoarele de acționare ale lanțurilor cinematice, provoacă apariția unor vibrații într-un domeniu larg de frecvențe. Aceste vibrații se transmit prin intermediul organelor, carcaselor sau direct mediului înconjurător, creându-se astfel în jurul reductorului un câmp acustic complex. Caracteristicile câmpului acustic depind de energia surselor de vibrații și de proprietățile acustice ale încăperii în care funcționează reductorul de turație.

Așa se explică faptul că vibrațiile și zgomotele produse au devenit indici caracteristici pentru aprecierea calității reductoarelor, exigențele în această privință fiind din ce în ce mai ridicate.

La funcționarea lor, reductoarele sunt însoțite de vibrații și zgomot, fenomene care au efecte negative atât asupra operatorilor care le deservește, a mediului înconjurător, precum și asupra mașinii antrenatoare cât și a celei antrenate.

Micșorarea zgomotului și vibrațiilor produse de transmisiile cu roți dințate găsește un interes din ce în ce mai mare, combaterea lor reprezentând un element al luptei contra poluării.

Protecția împotriva vibrațiilor poate fi:

a) protecție activă – prin care se urmărește eliminarea surselor vibrațiilor, cunoscându-se cauzele și găsind soluții pentru a micșora nivelul de vibrații produse chiar de sursă;

b) protecție pasivă – prin care nu se acționează asupra sursei, ci se caută prin diferite mijloace (carcase de protecție sau căști de protecție la urechile oamenilor) să se mărească rezistența pe care o întâmpină undele acustice în răspândirea lor și deci să se micșoreze efectul vibrațiilor asupra operatorului uman.

Este clar că protecția activă este cea mai bună. Ea nu necesită nici investiții suplimentare, deci trebuie preferată. De multe ori însă, cu toate măsurile luate la proiectare, execuție etc., nu se poate micșora la sursă nivelul zgomotului și atunci este necesar să se utilizeze și protecție pasivă.

Prezenta teză de doctorat cuprinde cercetări teoretice și experimentale, autorul având în vedere următoarele obiective:

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- ⇒ realizarea unei sinteze a stadiului actual al cercetărilor privind factorii de reducere a vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice;
- ⇒ conceperea și realizarea unui stand experimental de măsurare a vibrațiilor unui reductor cu roți dințate cilindrice;
- ⇒ propunerea unui sistem de încărcare variabilă a reductorului în cadrul standului de probă, cu ajutorul unei pompe cu roți dințate (pompă cu volum geometric constant);
- ⇒ elaborarea unei metodologii de culegere și prelucrare a informațiilor primite de la sondele de vibrații Bruel & Kjaer;
- ⇒ determinarea teoretică și experimentală a factorilor de influență ai geometriei și preciziei roților dințate asupra vibrațiilor reductoarelor cu roți dințate cilindrice;
- ⇒ stabilirea influenței acoperirilor fluoropolimerice aplicate roților dințate asupra nivelului de vibrații al reductoarelor cu roți dințate cilindrice;
- ⇒ elaborarea unui model matematic pentru sistemul dinamic al unei transmisii cu roți dințate cilindrice;
- ⇒ validarea modelului matematic propus prin compararea datelor experimentale cu cele ale simulării numerice;
- ⇒ identificarea posibilităților de reducere a vibrațiilor și zgomotului produse de reductoarele cu roți dințate cilindrice.

Teza de doctorat este structurată pe 8 capitole, cuprinzând 151 de pagini și 3 anexe (A, B și C), cuprinzând 128 figuri desfășurate pe 64 de pagini. Cele opt capitole includ 110 figuri, 18 tabele și 119 relații matematice. Bibliografia este cuprinsă pe 6 pagini și conține 100 de titluri de referință.

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND REDUCEREA VIBRAȚIILOR ÎN FUNCȚIONAREA REDUCTOARELOR CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE

Într-un reductor, vibrațiile sunt inițiate, în primul rând, de angrenarea dinților. Așa cum se arată în figura 1.1, vibrațiile produse într-un reductor se transmit prin intermediul arborilor și al lagărelor în carcasa a cărei pereți propagă vibrațiile în aer și conduc la apariția zgomotului.

Energia de vibrații poate fi transmisă parțial prin intermediul arborilor, atât la mașina antrenatoare, cât și la mașina antrenată, disipându-se de acolo în aer, tot sub formă de zgomot. Invers, și reductorului i se poate transmite energie de vibrație de la mașina antrenatoare, respectiv antrenată, care mai apoi, prin carcasă este radiată tot sub formă de zgomot. Este deci important ca, înainte de a trage o concluzie și a iniția măsuri corective, să se determine cauzele care duc la producerea zgomotului, pentru că, pe lângă poluarea fonică, vibrațiile din reductoare pot duce și la alte efecte nedorite.

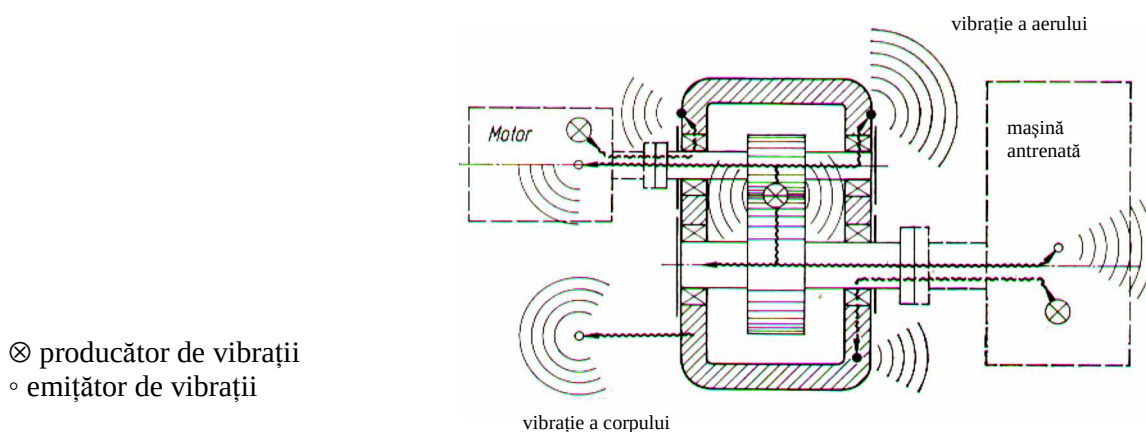


Fig. 1.1. Vibrții produse într-un reductor

1.1 Reductorul ca sistem vibrator

Variația în timp a presiunii acustice corespunde variației frecvențelor proprii, care sunt stimulate periodic prin impulsuri. În figura 1.2 se reprezintă variația în timp a presiunii acustice, înregistrată la turații scăzute, în timp ce figura 1.3 prezintă variația teoretică în timp a presiunii acustice. Se pot recunoaște la presiunea acustică maximă (E) impulsurile rezultate din intrarea în angrenare a dinților, frecvența proprie f_e , cât și frecvența angrenării f_z ($f_z = nz / 60$, unde n-turația și z- numărul de dinți).

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

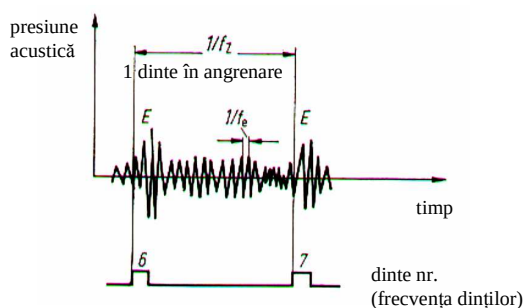


Fig. 1.2. Variația în timp a presiunii acustice

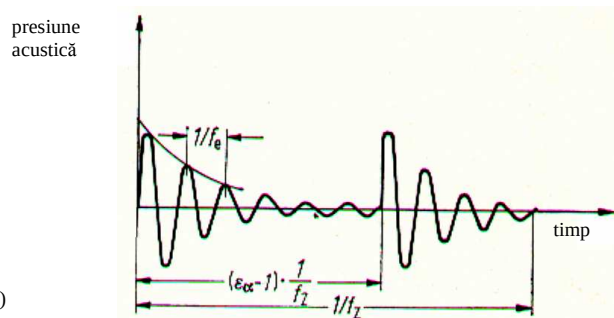


Fig. 1.3. Variație teoretică a presiunii acustice

O pereche de roți dințate se poate reprezenta conform figurii 1.4, ca model simplificat de vibrații. Ca primă aproximare, se poate considera că arborii, pe care sunt montate roțile, sunt atât de moi, încât pot fi neglijăți la calculul de vibrații și astfel, fiecare pereche de roți poate fi asimilată ca un sistem propriu de vibrații.

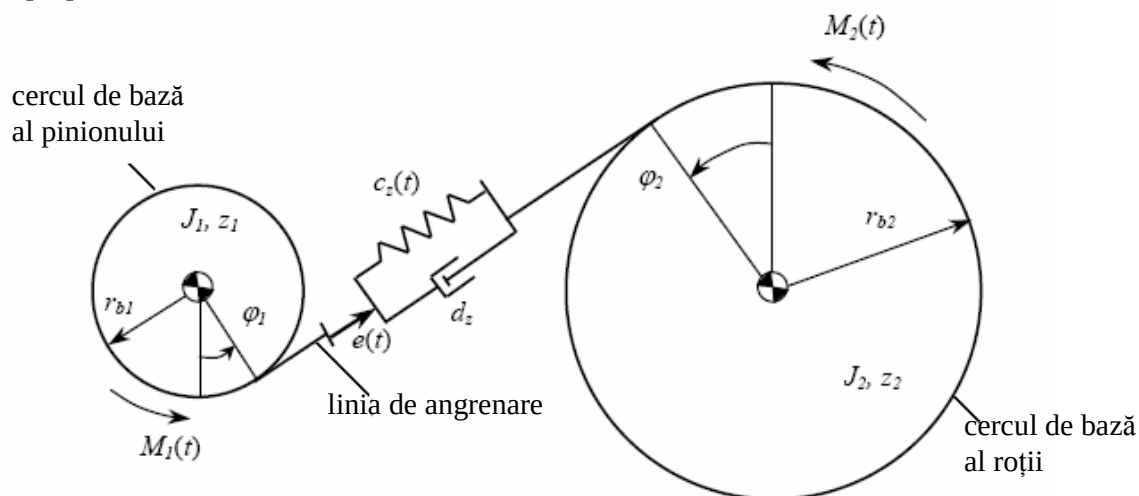


Fig. 1.4. Model simplificat de vibrații al unei perechi de roți dințate

Acest sistem este stimulat prin variația în timp a rigidității danturii, prin abaterile de prelucrare a danturilor și alte iregularități în transmiterea forțelor, care dau naștere la vibrații cu același spectru ca și frecvența de rotație și frecvența angrenării f_z , precum și multipli ai acestora. Energia de vibrații se descompune în vibrații torsionale și vibrații de încovoiere. Sursa de producere a zgomotului este reprezentată doar de vibrațiile de încovoiere, deoarece numai acestea transmit forțe prin intermediul lagărelor în carcasă.

Conform [40], atunci când una din frecvențele de excitație coincide cu una din frecvențele proprii, crește semnificativ amplitudinea vibrațiilor și prin aceasta și zgomotul (apare rezonanța). Aceste frecvențe de rezonanță se pot desluși la parcurgerea domeniului de turație. În figurile 1.5 și 1.6 s-au reprezentat măsurătorile nivelului de zgomot, respectiv vibrațiile de încovoiere.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

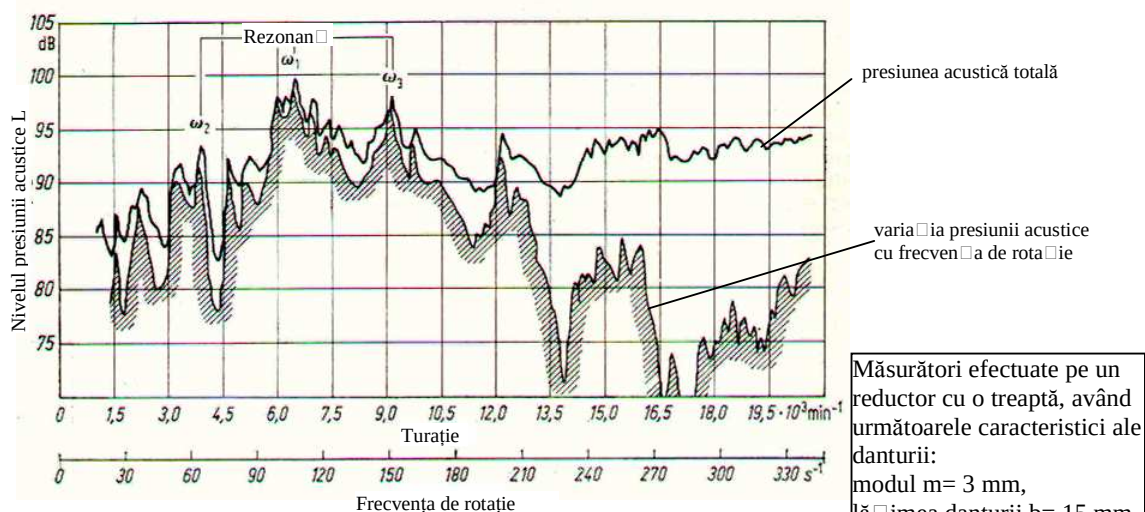


Fig.1.5. Variație a nivelului de zgomot

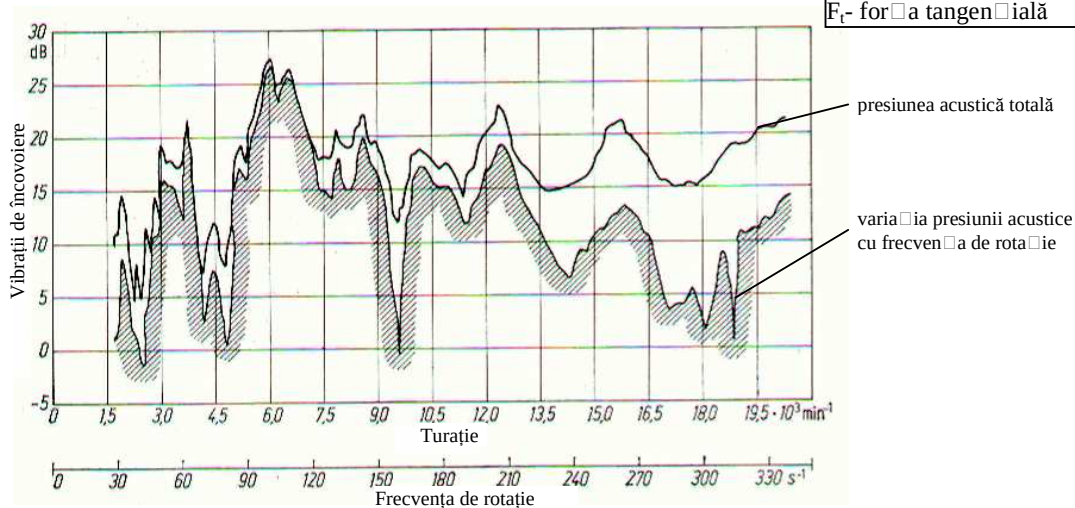


Fig. 1.6. Variație a vibrațiilor de încovoiere

Este deci important ca reductoarele să nu funcționeze în aceste domenii, respectiv să se dimensioneze astfel încât turația de lucru să nu coincidă cu turația de rezonanță.

1.2 Factorii principali care pot produce impulsuri de vibrații

În cele ce urmează, se vor analiza principalii factori care pot produce impulsuri de vibrații.

a) vibrații induse de variația rigidității dinților

Rigiditatea danturii se modifică în timpul angrenării, respectiv cu aceeași periodicitate ca și frecvența angrenării f_z . Intensitatea impulsului de vibrație depinde de variația rigidității danturii în timpul angrenării. În principiu, la angrenajele cu dantură dreaptă, rigiditatea variază mai puternic în comparație cu danturile înclinate. Alte modalități de influențare a rigidității se tratează în paragraful 1.3 (gradul de acoperire, corecții de profil etc.).

b) vibrații produse de impulsurile de intrare și ieșire din angrenare a dinților

În figura 1.7 s-au reprezentat două roți în angrenare, roata 1 antrenând roata 2, perechea de dinți 2-2' fiind în contact. Sub sarcină, dintele 2 se deformează cu săgeata f , iar dintele 2' cu f' .

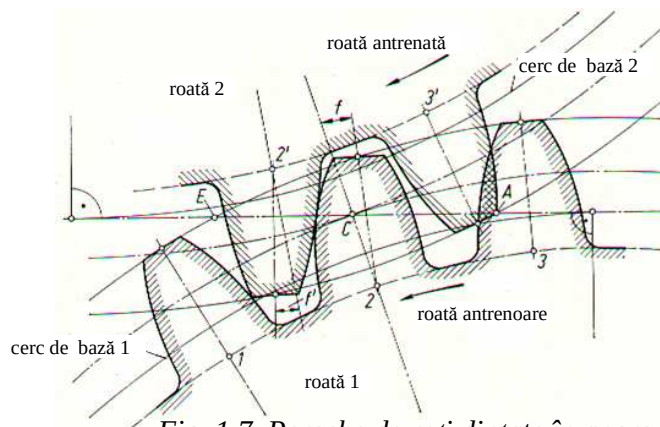


Fig. 1.7. Pereche de roți dințate în angrenare

Astfel, roata 1 se poate roti suplimentar mai departe cu valoarea f' minus f , ceea ce face ca următoarea pereche de dinți 3-3' să nu mai intre corect în contact pe linia de angrenare, ci mult mai devreme (a se vedea zona hașurată), provocând astfel un impuls de intrare în angrenare, deci un șoc. Deformația diferită a dinților 2, respectiv 2' este echivalentă cu o micșorare a pasului de bază.

Prin aceste impulsuri de intrare, respectiv ieșire a dinților din angrenare se induc deci vibrații cu aceeași frecvență ca și frecvența angrenării f_z . Aceste impulsuri sunt cu atât mai mari cu cât crește încărcarea, respectiv viteza periferică (spre deosebire de rigiditatea care este independentă de viteză). Impulsul de angrenare este prin aceasta determinant în privința zgomotelor la reductoarele cu turații ridicate.

c) vibrații produse ca urmare a variației forței de frecare

Conform [64], forța de frecare are valori diferite de-a lungul liniei de angrenare. Impulsurile de vibrație datorate acestei variații au aceeași frecvență ca și frecvența angrenării f_z . Corecții se pot face prin deplasări de profil la una din roți, în sensul în care punctul de rostogolire se aduce în afara segmentului de angrenare, la piciorul roții antrenoare.

d) vibrații datorită frecării flancurilor dinților

Vibrațiile apar ca urmare a frecării de alunecare, respectiv rostogolire pe timpul transmiterii forței la două flancuri aflate în angrenare.

Conform [61], în figura 1.8 se reprezintă grafic aportul diverșilor factori asupra amplitudinii vibrației, funcție de viteza periferică și de încărcare.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

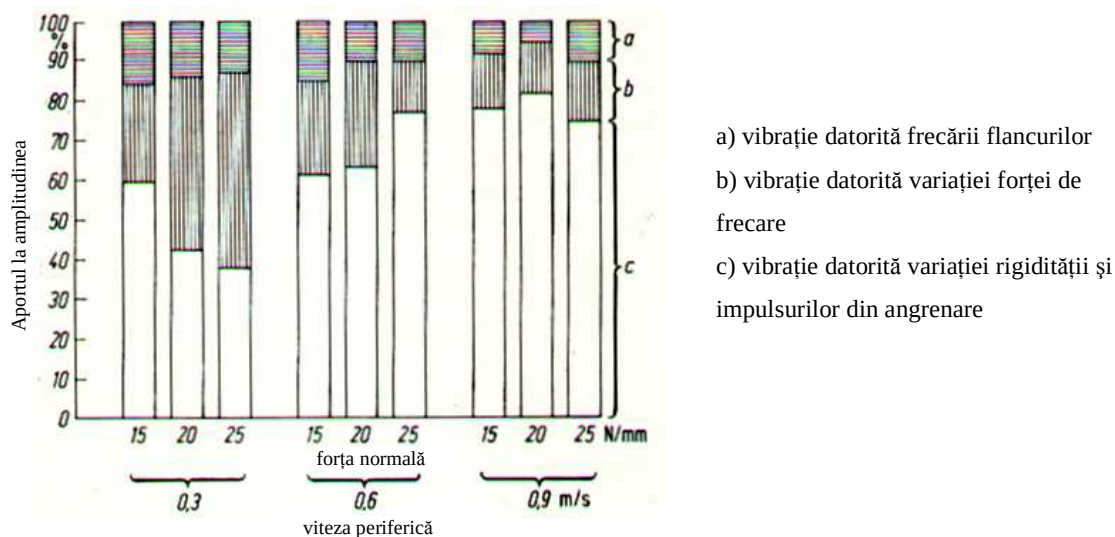


Fig. 1.8. Aport ai diversilor factori asupra amplitudinii vibrației

1.3 Factori de influență ai nivelului de vibrații

Factorii de influență descriși mai jos sunt valabili doar ca valori medii, iar concluziile sunt valabile doar în afara limitelor de rezonanță. De asemenea, influența caracteristicilor danturii (modul, număr de dinți, grad de acoperire, dantură înclinată, corecții de profil) este esențială doar dacă erorile de execuție a danturii nu sunt neglijabile, acesta fiind cazul danturilor executate în clasa a 7-a și mai precise.

1.3.1 Influența tipului de reductor, a încărcării și a caracteristicii danturii

a) Performanțele reductorului

Conform [64], cercetările au scos în evidență faptul că la dantura dreaptă și înclinată, o dublare a vitezei periferice, la păstrarea constantă a forței periferice, duce la creșterea nivelului de zgomot cu cca. 5...6 dB, în timp ce reductoarele prevăzute cu ventilator de răcire au un nivel de zgomot mai ridicat cu cca. 7...9 dB. Creșterea forței periferice de la mersul în gol la valoarea nominală, cu păstrarea constantă a vitezei periferice duce la creșterea nivelului de zgomot cu cca. 12 dB (funcție de gradul de acoperire) la angrenajele cu dantură dreaptă și cu cca. 4 dB la angrenajele cu dantură înclinată (creștere mai mică, deoarece variația rigidității este mică).

a) Modulul, numărul de dinți

În figurile 1.9 și 1.10 [64] se prezintă influența asupra nivelului de zgomot al modulului, respectiv al modulului și al turației.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Rigiditatea se modifică puțin în funcție de modul, cu toate că gradul de acoperire la module mici, deci cu număr de dinți mai mare, are în medie o influență favorabilă asupra zgomotului. La încărcări mici, influența modulului este neglijabilă.

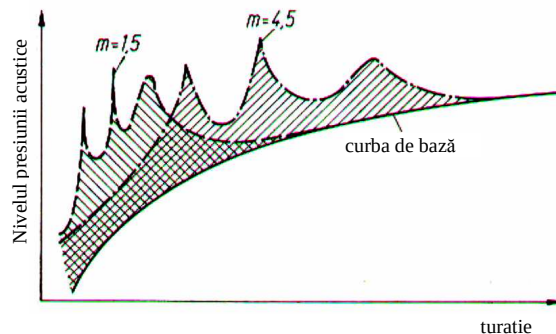
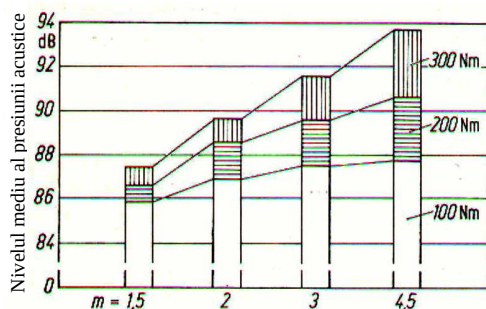


Fig. 1.9. Influența modulului asupra zgomotului Fig. 1.10. Variația presiunii acustice

Evoluția nivelului de zgomot reprezentată în figura 1.10 evidențiază faptul că rezonanțele sunt mai evidente la modulele mai mari, deplasându-se cu creșterea turației.

Cu siguranță, în practică joacă un rol important și faptul că erorile danturilor sunt mai mici la module mici. De asemenea, la modulele mici, deci cu număr mare de dinți, raza de curbura este mai mică, deci frecarea de rostogolire este mai redusă.

La danturile înclinate, avantajul modulului mai mic se materializează printr-un grad de acoperire mai mare.

b) Gradul de acoperire, deplasarea de profil

Grade de acoperire mai mari, adică dinți mai elastici (ex. Prin danturi „înalte”) duc în cazul danturilor drepte la o atenuare a gradului de modificare a rigidității, cu efectul că la gradul de acoperire ideal 2 nu mai există variație a rigidității dintelui. Prin creșteri ale gradului de acoperire se poate reduce nivelul de zgomot cu până la 4 dB. În cazul danturilor înclinate, influența gradului de acoperire este redusă și fără importanță atunci când gradul de acoperire total ($\epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$) este mai mare decât 2,5.

Conform [64], deplasarea de profil pozitivă a pinionului antrenor, care contribuie la lungirea segmentului de angrenare din zona de cap, ar duce la scăderea nivelului de vibrații.

c) Corecții de profil

Prin aplicarea de corecții de cap, se atenuază până la eliminarea completă șocurile de intrare în angrenare, iar prin aplicarea de corecții lungi de cap, se atenuază variația rigidității. Corecțiile au însă efect doar în cazul transmiterii sarcinilor pentru care li s-a calculat valoarea. În cazul transmiterii unor sarcini mai mici, sau sarcini parțiale, datorită scăderii gradului de acoperire, corecțiile de profil duc la creșterea nivelului de vibrații (v. [64] și figura 1.11). Abaterile danturii

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

influențează și ele valoarea efectivă a corecțiilor, de aceea corecțiile se aplică la o clasă de precizie minimă de 7 (după DIN).

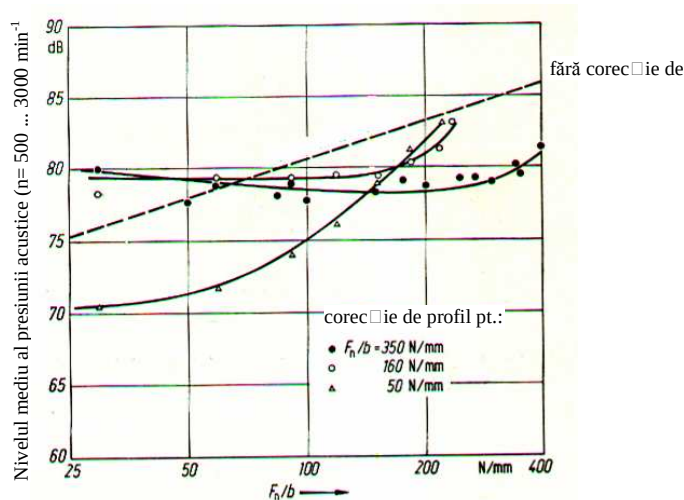


Fig. 1.11. Influența corecțiilor de profil asupra zgomotului

e) Dantura dreaptă – înclinată (gradul de acoperire axial)

Figura 1.12 arată exemple despre cum se poate modifica nivelul de zgomot în cazul danturilor înclinate. Încercările efectuate pe roți de automobile au evidențiat rezultate optime în domeniul înclinărilor de 17 ... 33°. Între o dantură dreaptă și una înclinată cu $\varepsilon_\beta > 1$ s-au măsurat diferențe de zgomote de până la 15 dB. [64] Influența gradului de acoperire axial ε_β este mică, atâta vreme cât gradul de acoperire total depășește valoarea de 2,5.

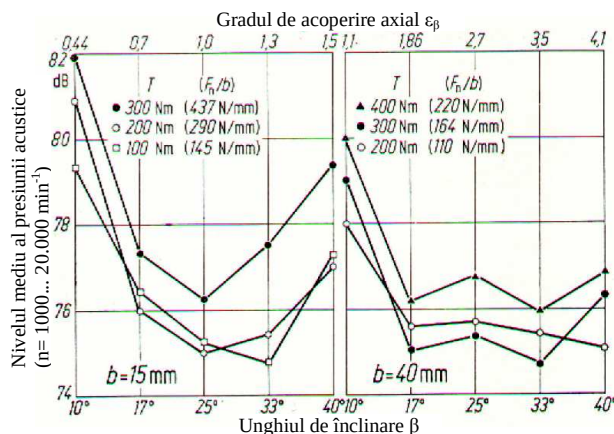


Fig. 1.12. Influența unghiului de înclinare al danturii asupra zgomotului

Se recomandă că ε_β să nu fie mai mic de 0,8, iar în cazul danturilor bombate, nu mai mic de 1,2. De asemenea, clasa de precizie nu trebuie să fie mai mică decât 7, pentru că, în caz contrar, abaterile de execuție, chiar și la danturile înclinate, duc la salturi de rigiditate, înrăutățind astfel nivelul de vibrații.

f) Bombarea

Bombarea influențează în mod nefavorabil nivelul de vibrații, deoarece, prin plasarea sarcinii pe mijlocul lățimii danturii, se produc deformații mai mari. În cazul în care însă, prin bombare, se elimină o repartitie neuniformă a sarcinii (și prin aceasta o deformare mai ridicată a dinților), se micșorează influența asupra creșterii vibrațiilor. Deci, bombarea trebuie aleasă numai atât de mare, încât să compenseze abaterea de la linia flancurilor.

1.3.2 Influența materialului și a procedului de fabricație a roților dințate

a) Materialul

Roțile dințate executate din oțel, fontă cenușie sau fontă cu grafit nu se deosebesc în funcționare din punct de vedere al zgomotului.

În mecanica fină, adică la solicitări reduse, roțile din plastic oferă posibilitatea reducerii drastice a nivelului de zgomot: cu cca. 6 dB în cazul împerecherii unei roți din plastic cu una din oțel, în comparație cu două roți din oțel și cu încă 6 dB în cazul a două roți de plastic în comparație cu o roată de plastic și una de oțel [53].

b) Rugozitatea flacurilor, respectiv procedeul de prelucrare

Roțile șeveruite pot avea același nivel de zgomot în comparație cu cele rectificate, atâta vreme cât nu sunt cu două clase de calitate mai puțin precise decât acestea din urmă. Explicația acestei cauze este probabil poziția mai avantajoasă a rilurilor de prelucrare.

d) Tratamentele superficiale

Nitrurarea, sablarea și fosfatarea influențează în mod insesizabil comportamentul la zgomot. O scădere semnificativă a nivelului de zgomot – până la 6 dB – se obține prin rodare (lepuire). Se potrivesc pentru acest procedeu în special danturile înclinate, la care, pe lângă rugozitate, se pot corecta și abaterile de prelucrare. E de remarcat că, la danturile înclinate abaterile determină vibrații și în direcție axială, deci o diminuare a erorilor are efect dublu [64].

Un efect similar se obține și în cazul ungerii de început cu uleiuri agresive de rodare. Efectul maxim se obține la danturile înclinate (la $\beta = 40^\circ$ o reducere de până la 4 dB), la 25° numai 1...2 dB, în timp ce la danturile drepte efectul este practic nul [25].

1.3.3 Influența clasei de precizie a danturii

Efectul erorilor de prelucrare și montaj este esențial în cazul încărcărilor reduse. În acest domeniu, crește nivelul de zgomote pentru fiecare clasă de calitate DIN cu cca. 2,5... 3 dB (v. [64] și fig. 1.13, a).

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

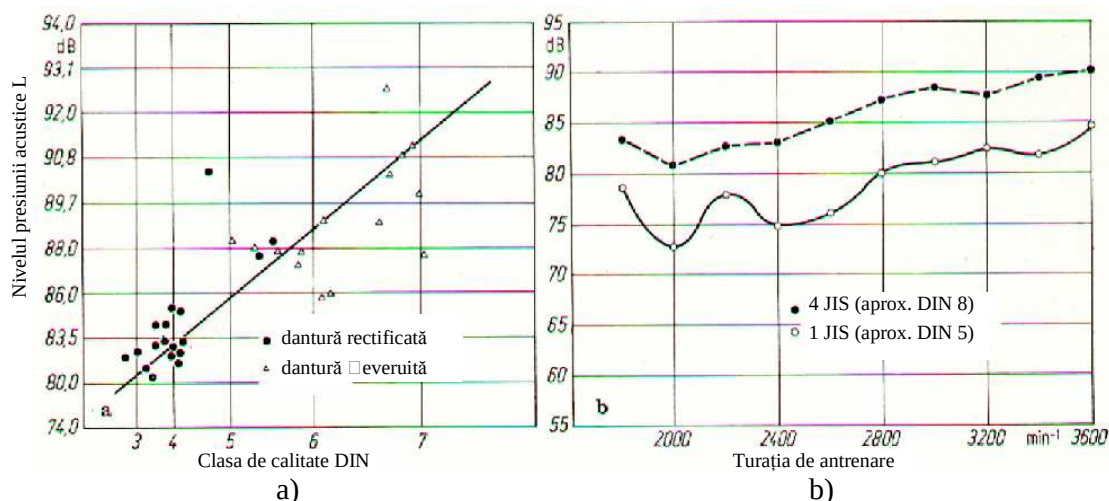


Fig. 1.13. Influența clasei de precizie asupra zgomotului

În cazul încărcărilor ridicate, deformațiile sunt de cele mai multe ori mai mari decât abaterile de prelucrare. De aceea, la danturile în clasa de precizie 4 și mai exacte, influența abaterilor de prelucrare este foarte mică. În domeniul calităților mijlocii (DIN 5...8), zgomotul crește conform [5] cu cca. 1,5...2 dB pentru fiecare clasă de precizie (v. și 1.13, b).

a) Eroarea de divizare, eroarea de poziție a cercului de bază și eroarea unghiului de angrenare pot influența salturile de rigiditate din timpul angrenării. Flancurile de dinte care preced poziția exactă a evolventei conduc la un impuls crescut la începutul angrenării, în timp ce flancurile de dinte care stau în urma poziției exacte a evolventei acționează favorabil, similar unei corecții de cap.

Aceste abateri inițiază vibrații cu frecvența angrenării, putându-se amplifica sau atenua reciproc.

b) Abaterile de la linia flancurilor (direcție)

Hotărâtoare este diferența dintre unghiurile de înclinare ale celor 2 roți și deci mărimea petei de contact (a amprentei). În cazul micșorării petei de contact, la dantura înclinată se reduce gradul de acoperire, deci crește zgomotul.

c) Fulajul

Se manifestă ca o modificare a abaterii liniei de flanc (direcție) pe circumferință. Figura 1.14, a) și [64] arată că abaterea maximă de la linia de flanc apare de două ori (o dată cu plus, o dată cu minus), în timpul unei rotații complete. Acest lucru se poate recunoaște și pe variația în timp a nivelului de zgomot (v. Fig. 1.14, b).

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

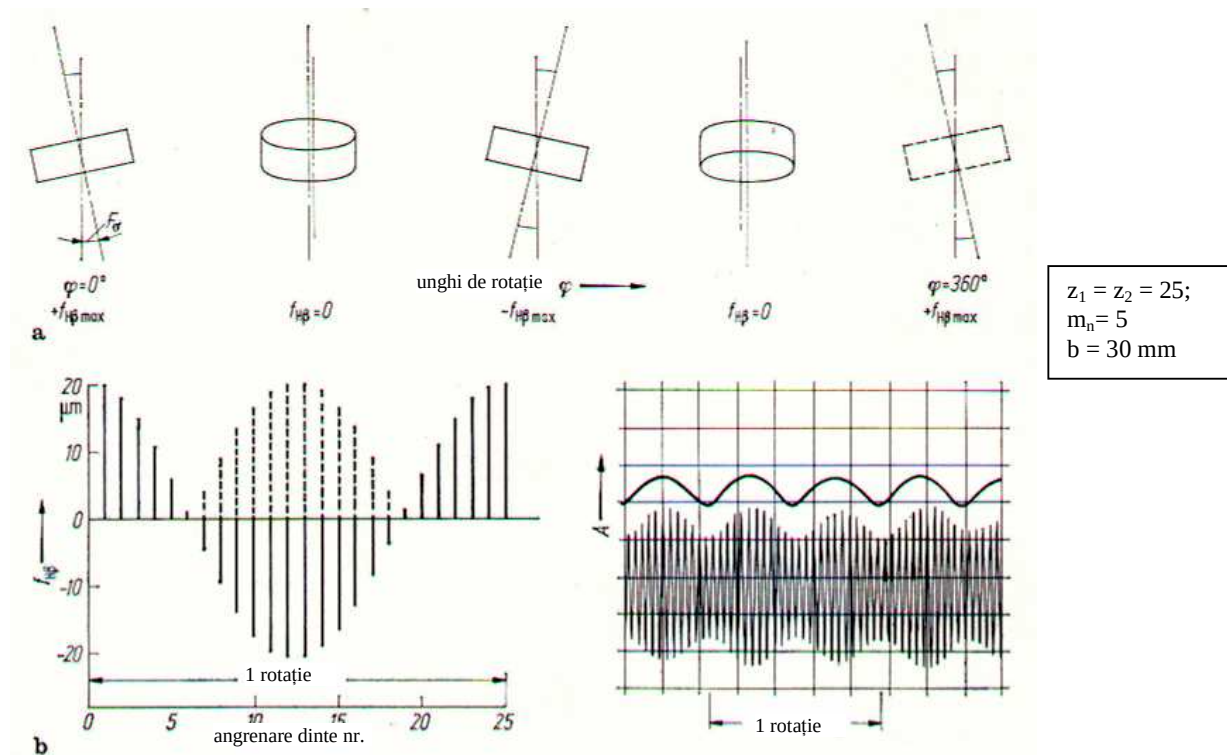


Fig. 1.14. Influența fulajului asupra zgomotului

d) Abaterea de la forma profilului determină, în general, mai multe impulsuri de vibrație de-a lungul angrenării unui dinte, putând conduce, în cazul angrenajelor cu dantură dreaptă, la creșteri semnificative ale nivelului de zgomot ([64] și fig. 1.15).

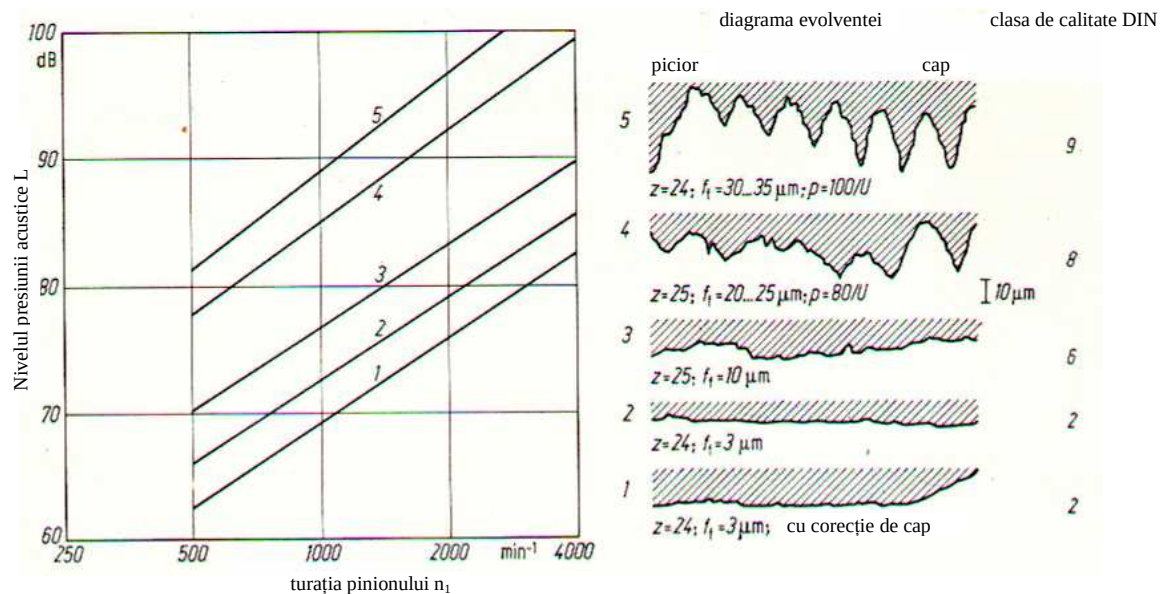


Fig. 1.15. Influența abaterilor de la forma profilului asupra zgomotului

(dantură cu $m = 5$, $\beta = 0^\circ$, $b = 30 \text{ mm}$, $a = 125 \text{ mm}$; $p = \text{nr. perioadei de greșeli pe rotație}$)

În analiza de frecvență, abaterile de la forma profilului se recunosc sub formă de zgomote cu frecvență înaltă. Funcție de numărul oscilațiilor (și astfel a impulsurilor) pe angrenare, se evidențiază vibrații cu benzi laterale cu periodicitate corespunzătoare. [64] și figura 1.16 dau un astfel de exemplu.

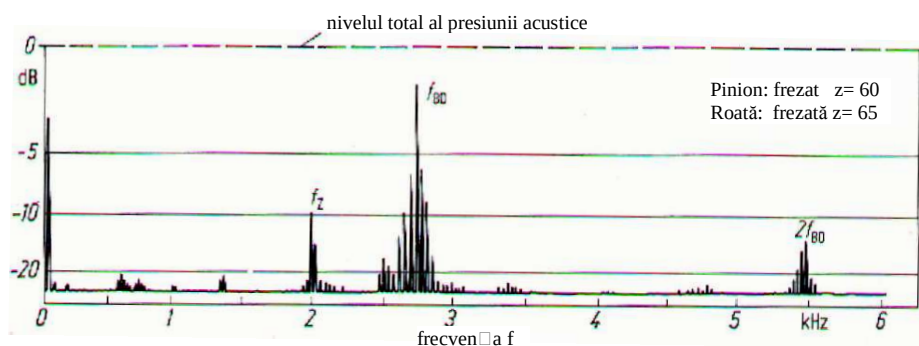


Fig. 1.16. Efectul unei abateri de la forma profilului asupra spectrului de frecvențe

1.3.4 Alte influențe asupra vibrațiilor danturii

Vâscozitatea, aditivii, adâncimea de imersare în ulei (în limitele posibile) nu influențează în mod semnificativ nivelul de vibrații al unui reductor. Reductoarele neunse din mecanica fină au datorită vibrațiilor un zgomot mai ridicat cu cca. 3...6 dB decât reductoarele unse. Chiar și o gresare singulară influențează în mod benefic zgomotul produs [53].

Cercetările experimentale făcute pe roțile din lamele lipite de oțel nu au putut dovedi îmbunătățiri semnificative ale vibrațiilor în comparație cu roți dințate masive.

S-au făcut, de asemenea, cercetări experimentale [25] pentru reducerea vibrațiilor prin introducerea de elemente amortizoare pe butuci (de exemplu, prin fretarea de inele amortizoare) sau prin modificarea substanțială a secțiunii transversale pentru a preveni propagarea vibrațiilor. Aceste măsuri însă nu au putut dovedi îmbunătățiri satisfăcătoare.

Introducerea de straturi sintetice între coroană și butuc nu a putut conduce la progrese semnificative, datorită faptului că necesitatea de a asigura o rezistență ridicată nu a putut permite asigurarea unei elasticități corespunzătoare [25].

1.3.5 Influența lagărelor

Lagărele influențează modul de transmitere a vibrațiilor. Filmul de ulei acționează ca un amortizor. De aceea, reductoarele cu lagăre de alunecare au un nivel de vibrații mai scăzut decât reductoarele lăgăruite pe rulmenți. Există, de asemenea, diferențe în favoarea reductoarelor cu

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

rulmenți cu role cilindrice față de reductoarele cu rulmenți cu role sferice (v. [64] și fig. 1.17 a; dantura: $z_1 = z_2 = 30$; $m = 4$; $\beta \approx 0^\circ$; $x_1 = x_2 = + 0,712$).

Pretensionarea rulmenților influențează, de asemenea, în mod favorabil nivelul de vibrații. Spre exemplificare, figura 1.17 b [64] prezintă variația nivelului de zgomot cu mărimea forței axiale de pretensionare la mai multe tipuri de rulmenți (dantura: $z_1 = 22$; $z_2 = 70$; $m = 4,5$; $\beta \approx 10^\circ$; $b = 125$ mm).

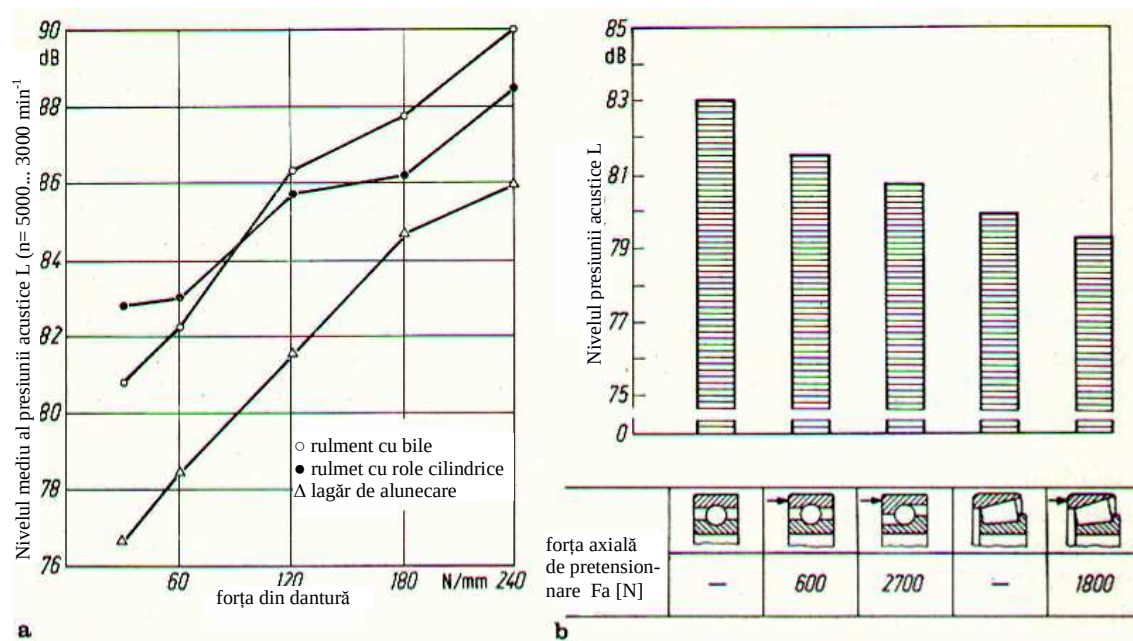


Fig. 1.17. Influența lăgăruirii asupra vibrațiilor

1.3.6 Propagarea vibrațiilor prin carcasă

Proprietățile radiante ale carcasei depind de rigiditatea carcasei, material și grosimea pereților. De exemplu, la aceleași dimensiuni, o carcasă de aluminiu propagă un zgomot cu 9...10 dB mai mare decât o carcasă din oțel, deoarece masa vibrantă este mai redusă [14].

Propagarea vibrațiilor se reduce prin modificarea secțiunii. Spre exemplu, o modificare de 1:5 a secțiunii poate scădea nivelul de zgomot cu 5 dB. Se influențează în mod favorabil efectul amortizor al carcasei prin practicarea de pereți dubli sau aplicarea de nervuri de rigidizare. În acest caz însă, elementele de legătură dintre pereți și nervuri trebuie să fie mai subțiri decât grosimea pereților.

Nervurile trebuie aplicate cât mai puțin simetric, pentru ca suprafețele radiante să aibă arii diferite și prin aceasta, frecvențe proprii diferite.

Carcasele de fontă au, la aceeași rigiditate, în comparație cu o carcasă din oțel, un nivel de zgomot cu 2...3 dB mai redus.

1.3.7 Măsuri secundare de reducere a efectelor vibrațiilor

Acolo unde utilajele pot influența nefavorabil sănătatea operatorilor umani prin efectele nocive ale zgomotelor, se practică izolații fonoabsorbante care pot reduce nivelul de zgomote cu cca. 10...20 dB [79]. Spre exemplu, în industria cauciucului se practică învelitori metalice în jurul reductoarelor de acționare a malaxorului. Nu se recomandă execuția în variantă sudată a acestor învelitori, ci mai degrabă execuția din mai multe bucăți și asamblarea lor prin îmbinări gen fermoar. Trebuie însă găsit compromisul optim între faptul că învelitoarea duce la reducerea căldurii care se disipă prin pereții carcasei și faptul că practicarea unor orificii de aerisire este un dezavantaj în privința propagării zgomotului [14].

1.4 Concluzii

Transmisiile cu roți dințate reprezintă cele mai importante surse de vibrații din structura mașinilor și utilajelor mecanice, având o pondere însemnată în determinarea nivelului global de vibrații. Creșterea semnificativă a puterii și vitezelor la mașinile moderne, concomitent cu reducerea gabaritului, poate determina o înrăutățire a comportării la vibrații a transmisiilor cu roți dințate, mai ales atunci când în faza de proiectare, execuție și montaj nu au fost urmărite criterii de optimizare din acest punct de vedere.

Comportarea la vibrații a transmisiei prin roți dințate determină în mare măsură comportarea acustică, între nivelul de vibrații și nivelul de presiune acustică existând o bună corespondență calitativă și chiar cantitativă.

Materialul prezentat în acest capitol a evidențiat principalii factori care pot produce impulsuri de vibrații, concluzionând că vibrațiile sunt produse de:

- variația rigidității dinților;
- impulsurile de intrare și ieșire din angrenare a dinților;
- variația forței de frecare de-a lungul liniei de angrenare;
- frecarea de alunecare, respectiv rostogolire pe timpul transmiterii forței la două flancuri aflate în angrenare.

S-au analizat, de asemenea, diverși factorii de influență al nivelului de vibrații:

- preformanțele reductorului (viteza periferică, respectiv încărcare);
- modulul, respectiv numărul de dinți;
- gradul de acoperire, respectiv deplasările de profil;
- corecțiile de profil aplicate dinților.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

În acest capitol s-au sintetizat și rezultatele cercetărilor privitoare la influența materialului și a procedeului de fabricație a roților dințate, prezentându-se influența următorilor factori asupra nivelului de vibrații:

- materialul;
- rugozitatea flancurilor, respectiv procedeul de prelucrare;
- tratamentele superficiale aplicate danturilor.

S-a arătat, de asemenea, influența preciziei de prelucrare a danturii asupra nivelului de vibrații, prezentându-se concluzii cu privire la:

- influența erorii de divizare, a erorii de poziție a cercului de bază și a erorii unghiului de angrenare;
- influența abaterii de la linia flancurilor (direcție);
- influența fulajului danturii;
- influența abaterii de la formă a profilului.

Capitolul 1 a prezentat și alți factori care pot avea influență asupra nivelului de vibrații al unui reductor cu roți dințate:

- modul de ungere;
- tipul de lăgăruire;
- materialul și rigiditatea carcasei.

Sintetizând rezultatele cercetărilor întreprinse până în prezent, se poate trage concluzia că există două grupe de măsuri care pot duce la reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate:

- măsuri de protecție activă, care urmăresc obținerea unui răspuns dinamic redus al sistemului;
- măsuri de protecție pasivă, care măresc rezistența mediului la transmiterea vibrațiilor și la propagarea undelor acustice.

Calea prioritară de combatere a vibrațiilor o constituie aplicarea măsurilor de protecție activă, deoarece, în cazul unui răspuns dinamic redus, crește durabilitatea elementelor componente (se reduce uzura elementelor aflate în mișcare relativă sau distrugerea la suprasarcini dinamice) și în același timp crește eficacitatea măsurilor de protecție pasivă.

Contribuția personală a autorului în prezentul capitol se regăsește în analiza și sinteza unui material foarte bogat privind:

- factori care pot produce impulsuri de vibrații în cazul transmisiilor prin roți dințate;
- factorii de influență a nivelului de vibrații ale roților dințate,
- factori de reducere a nivelului de vibrații ale transmisiilor prin roților dințate.

2. METODE ȘI MIJLOACE DE MĂSURARE A VIBRAȚIILOR

2.1 Considerații generale

În viața de toate zilele, vibrația și produsul ei secundar – zgomotul, sunt agenți mecanici cu acțiune nocivă asupra oamenilor. În practică, vibrațiile apar cel mai frecvent datorită contactului prin rostogolire sau alunecare între elementele mașinilor, jocurilor și toleranțelor de prelucrare, forțelor neechilibrate care acționează asupra pieselor în mișcare rectilinie, alternativă sau de rotație. Vibrațiile se propagă prin structura elastică a utilajelor sau a clădirilor, excitând vibrația la rezonanță a altor părți ale structurii, care devin astfel importantă surse de vibrații și zgomote.

În unele cazuri, în exploatarea mașinilor apar fenomene dinamice, care, datorită complexității utilajului, sunt greu de abordat analitic. Dificultatea modelării proprietății structurii, sau estimării sarcinii dinamice din timpul funcționării normale, face ca vibrațiile să nu poată fi evaluate încă de la proiectare, rezultând produse ce nu corespund din punctul de vedere al nivelului vibrațiilor și zgomotelor produse. Ca urmare, inginerul este chemat să adopte măsuri tehnice de înlăturare sau, cel puțin, de diminuare a efectelor dăunătoare ale vibrațiilor și zgomotelor. Atât în stadiile inițiale de cercetare și proiectare, cât mai ales ulterior în exploatare, măsurarea vibrațiilor mecanice este un instrument prețios în munca inginerului.

Mișcarea vibratorie într-un punct al unui sistem elastic poate fi răspunsul la o excitație aplicată sistemului, caracteristicile mișcării depinzând de proprietățile dinamice ale acestuia. Excitația poate fi *dinamică*, exprimată prin forțe, cupluri sau presiuni, sau *cinematică*, exprimată prin deplasarea, viteza sau accelerația unui punct al sistemului. La fel, răspunsul poate descrie mișcarea unui punct al sistemului sau forța transmisă în acel punct. Orice problemă de vibrații poate fi schematizată ca în figura 2.1.

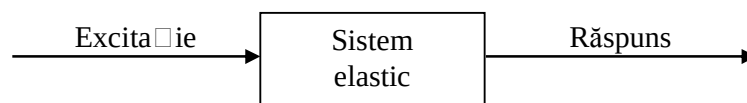


Fig. 2.1. Schematizare a vibrației

Pe baza acestei scheme, măsurările de vibrații pot fi clasificate în trei categorii mari:

a) *măsurarea răspunsurilor*, în vederea comparării cu limitele admisibile stabilite prin standarde și norme;

b) *măsurarea excitațiilor*, în vederea întocmirii programelor de încercări la vibrații, sau a proiectării, pe baza lor, a unor sisteme a căror răspuns să nu depășească limitele admisibile;

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

c) *măsurarea concomitentă a excitației și răspunsului*, pentru determinarea caracteristicilor dinamice ale sistemului, eventual construirea unui model analitic al acestuia.

Prima categorie de măsurări comportă înregistrarea și analiza evoluției în timp a vibrațiilor produse de mașini în timpul funcționării. Comparând valorile măsurate, cu anumite niveluri limită, se poate stabili nocivitatea vibrațiilor, efectul lor asupra oamenilor și clădirilor. Comparând nivelurile măsurate pentru aceeași mașină, la anumite intervale de timp, se pot trage concluzii asupra uzurii mașinii, a măsurilor de întreținere preventivă ce trebuie adoptate. Comparând nivelurile măsurate pentru diferite mașini, se poate executa un control de calitate – din partea producătorului sau alegerea optimă – din partea beneficiarului. De obicei, se măsoară răspunsul total la mai multe surse de excitație simultane, mărimea forțelor perturbatoare rămânând nedeterminată, iar natura lor stabilindu-se prin încercări și eliminări succesive. Astfel, la amplasarea unui aparat sensibil (microscop electronic, calculator electronic, holograf, fotometru etc.) se măsoară nivelul vibrațiilor din încăperea sau hala respectivă, produse de toate sursele posibile din zonă și se compară cu nivelul impus de producător, a cărui depășire periclitează buna funcționare a aparatului.

A doua categorie de măsurări are drept scop identificarea surselor perturbatoare și a legii de variație în timp a acestora. Izolarea unei mașini care produce vibrații și echilibrarea rotorilor, precum și studiul vibrațiilor arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă sunt exemple în acest sens. Înregistrarea vibrațiilor la care este supusă roata unui automobil în timpul rulării pe șosea (sau un tren pe calea ferată) permite simularea ulterioară în laborator, cu ajutorul vibratoarelor hidraulice aplicate fiecărei roți, a unui regim de vibrații similar. Măsurarea vibrațiilor dintr-o rachetă sau avion, în diferite condiții de zbor, în locul unde va fi amplasat un aparat electronic sensibil, permite întocmirea unui program de încercări la vibrații a aparatelor cu destinație similară și determinarea fiabilității acestora.

A treia categorie de măsurări se face de obicei în condiții impuse de experimentator, unica excitație fiind o forță (cuplu) sau deplasare (rotire) armonică, sau un impuls de formă cunoscută. Dacă elementul solicitat este un izolator de vibrații, o bară sau placă ale căror condiții de rezemare și încărcare pot fi modelate analitic cu precizie, se determină proprietățile dinamice ale acestora: constante elastice dinamice, module de elasticitate dinamice, factori de amortizare etc. La sisteme complexe se determină frecvențele proprii, forma modurilor proprii de vibrație, uneori se stabilește structura unui model matematic al sistemului și se identifică parametrii acestuia.

Din cele prezentate mai înainte, rezultă că la măsurarea excitației sau răspunsului unui sistem elastic, intervin trei categorii de mărimi: a) mărimi care caracterizează *mișcarea* unui punct sau a unui element, cum sunt deplasarea, viteza, accelerația (liniară sau unghiulară) și deformația specifică dinamică; b) mărimi care caracterizează *solicitarea*, cum sunt forțe, cupluri, presiuni și

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

eforturi unitare (normale sau tangențiale); c) mărimi *auxiliare*, cum sunt frecvența, turația, unghiul de fază, perioada, intervalul de timp etc.

O primă categorie de măsurări urmăresc *desfășurarea în timp* a fenomenelor vibratorii. Pentru vibrațiile armonice, interesează în acest caz determinarea *amplitudinilor* de vibrație, a *frecvențelor* și uneori a *fazei* între diferitele mărimi. Între accelerație, viteză și deplasare există relații simple de integrare sau derivare în timp, fiind deci indiferent care dintre cele trei mărimi se măsoară. În cazul șocurilor, interesează determinarea *amplitudinii maxime* (legate de eforturile unitare maxime) și a *duratelor de timp*.

A doua categorie de măsurări urmăresc *analiza în frecvență* a vibrațiilor. Aceasta se face în cazul vibrațiilor periodice sau aleatoare, la care se măsoară spectre de frecvență. Vibrațiile periodice au *spectre discrete* de frecvențe (fig. 2.2, a). Componentele individuale de frecvență (rezultate din descompunerea în serie Fourier a funcției periodice respective) se reprezintă pe un grafic amplitudine – frecvență, rezultând un spectru de linii care indică contribuția fiecărei componente la semnalul total. Șocurile au *spectre continue* de frecvențe (rezultate din exprimarea funcției de timp respective ca o integrală Fourier), reprezentate tot ca spectre de amplitudini (fig. 2.2, b). Vibrațiile aleatoare au tot *spectre continue* de frecvențe, dar acestea reprezintă distribuția în frecvență a unei mărimi proporționale cu energia vibrației, respectiv cu media pătratică a valorilor instantanee înregistrate pe un anumit interval de timp (fig. 2.2, c).

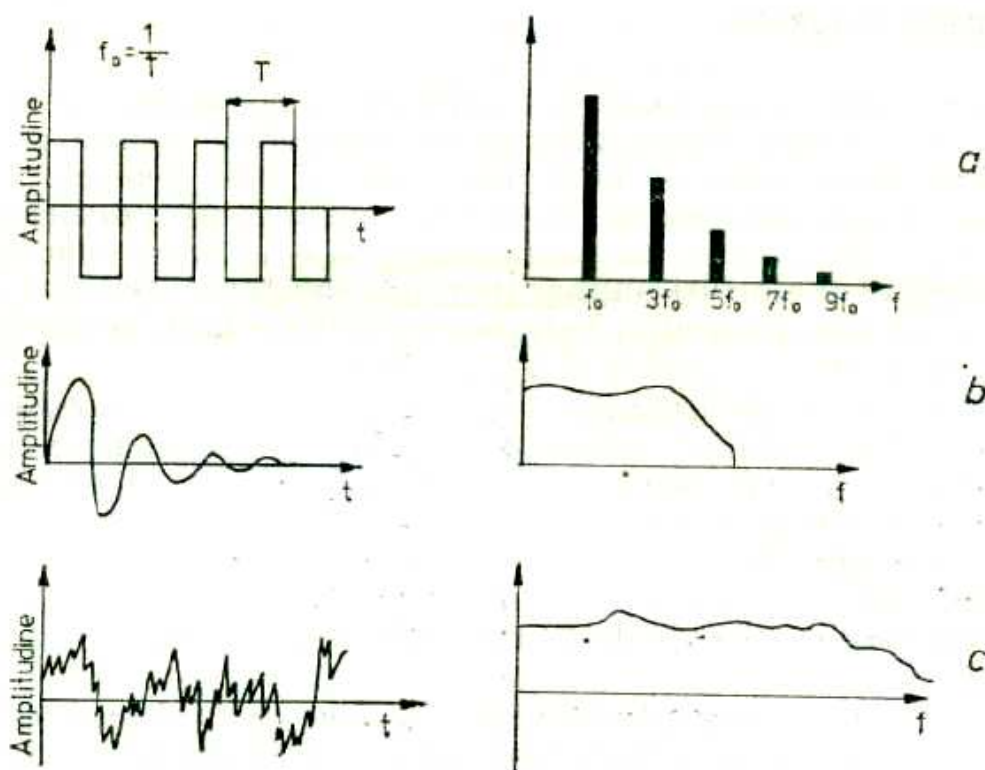


Fig.2.2. Reprezentarea în frecvență a vibrațiilor

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

În general, este utilă măsurarea acelor cantități care descriu cel mai adecvat severitatea vibrațiilor. Referindu-ne la vibrațiile armonice, intensitatea acestora poate fi caracterizată prin elongația maximă (amplitudinea) sau dublul amplitudinii. În cazul vibrațiilor complexe, amplitudinea maximă dă informații numai asupra vibrației la un anumit moment dat, fiind deci utilă pentru a indica doar nivelul șocurilor de scurtă durată. Ea nu dă însă nici o informație asupra desfășurării în timp a fenomenului.

Valoarea medie, pe de altă parte, sau valoarea medie absolută (rectificată) $|x|_{\text{mediu}}$ ține cont de „istoria” desfășurării în timp a vibrației, dar este considerată de interes practic restrâns, deoarece nu are legătură directă cu nici o mărime fizică utilă:

$$|x|_{\text{mediu}} = \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)| dt \quad (2.1)$$

unde $x(t)$ - valoarea momentană a deplasării

t - timpul

T – intervalul de timp în care se analizează mișcarea vibratorie

Se recomandă, deci, măsurarea *valorii eficace* (rădăcina mediei pătratice)

$$x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (2.2)$$

care ține cont de „istoria” vibrației și crește odată cu energia acesteia, fiind deci o măsură pentru capacitatea distructivă a vibrației. Din ce în ce mai des, normele privind limitele admisibile ale vibrațiilor sunt exprimate în funcție de valoarea eficace a vitezei, impunând deci măsurarea acestei cantități.

În general, la frecvențe joase, se recomandă măsurarea deplasărilor sau a vitezelor, iar la frecvențe înalte – măsurarea accelerațiilor. Aceasta se datorește atât limitării răspunsului în frecvență al aparatelor de măsură, cât și sensibilității specifice a diferitelor tipuri de traductoare.

Astfel, la frecvențe înalte, pentru a produce o deplasare măsurabilă, sunt necesare forțe mari. De exemplu, în cazul mișcării armonice, unei accelerații de $100 \cdot g$ (care denotă o forță foarte mare) și 10 kHz (frecvența tipică de trecere a paletelor unei turbine), îi corespunde o amplitudine a deplasării de $0,25 \mu\text{m}$, în general sub sensibilitatea captorilor de deplasări. Rezultă că o forță mare produce o deplasare nemăsurabilă.

La frecvențe joase, de exemplu sub 10 Hz, amplitudinea deplasării necesară pentru a produce un semnal de accelerație identificabil este atât de mare, încât poate duce la deformări permanente sau la lovirea reciprocă a pieselor componente ale captorilor.

2.2 Tipuri de aparate pentru măsurarea vibrațiilor

Măsurarea vibrațiilor mecanice se poate face cu aparate mecanice, optice, acustice sau electrice.

2.2.1 Aparat mecanice pentru măsurarea vibrațiilor

În categoria aparatelor mecanice de măsură a vibrațiilor se cuprind acele aparate la care transmiterea și amplificarea mărimilor măsurate se face mecanic.

După legătura mecanică dintre obiectul ce execută vibrația și aparatul de măsură, pot să existe aparate cu măsurare directă și indirectă.

Din prima grupă a aparatelor cu măsurare directă fac parte cele cu punct fix. Acestea, prin construcție, se sprijină atât pe obiectul ce vibrează, cât și pe un element fix. Pentru a nu se introduce erori, este necesar ca partea mobilă de legătura să fie ușoară, adică cu inerție redusă și suficient de rigidă. Într-adevăr, astfel rezultă frecvențe proprii mari și dacă sunt mult mai mari ca ale vibrației, atunci tija cu palpator se poate considera rigidă, iar legea de mișcare înregistrată reproduce fidel vibrația măsurată.

Ca exemplu, se poate considera tastograful ce poate fi ținut și cu mâna, considerată drept punct fix.

Aparatele cu măsurare indirectă se fixează de corpul care vibrează și nu necesită punct fix. Din această grupă fac parte aparatele seismice. Denumirea este luată de la seismografe, care sunt primele aparate de acest fel folosite la detectarea cutremurelor. Dacă frecvența proprie este mult mai mică decât frecvența vibrației, atunci se măsoară deplasarea, iar dacă, din contră, frecvența proprie este mult mai mare ca a vibrației, se măsoară accelerația. În felul acesta, aparatele seismice pot fi construite pentru a măsura deplasări și poartă numele de vibrometre, iar dacă le și înregistrează vibrografe. De asemenea, în caz că se măsoară accelerații, se numesc accelerometre, respectiv accelerografe.

În particular, un aparat analog celui seismic care lucrează la rezonanță poate fi utilizat la determinarea frecvenței și poartă numele de frecvențmetru.

2.2.1.1 Teoria aparatelor seismice

Un aparat seismic este în esență un sistem cu un singur grad de libertate atașat de corpul care vibrează (fig.2.3).

Notînd prin $f(t)$ legea mișcării corpului, iar cu x deplasarea relativă a masei m a aparatului față de cutie, ecuația diferențială a mișcării va fi:

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

$$m\ddot{x} + kx = -m\ddot{f} \quad (2.3)$$

unde k este constanta elastică a arcului.

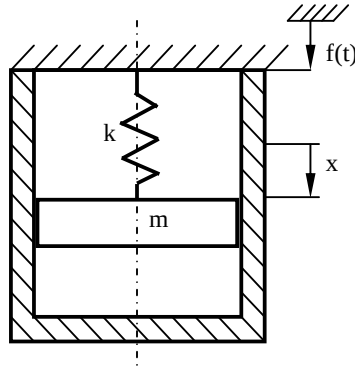


Fig. 2.3. Aparatul seismic

În caz că vibrația corpului se presupune armonică, dată de legea:

$$f(t) = r \cos \omega t, \quad (2.4)$$

unde r este amplitudinea și ω pulsația, atunci ecuația (2.3) devine:

$$m\ddot{x} + kx = mr\omega^2 \cos \omega t \quad (2.5)$$

Conform [4], soluția ecuației de mai sus este $x = x_0 \cos \omega t$, în care:

$$\frac{|x_0|}{r} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right|} \quad (2.6)$$

cu ω_n pulsația proprie.

Curba de rezonanță are forma arătată în figura 2.4.

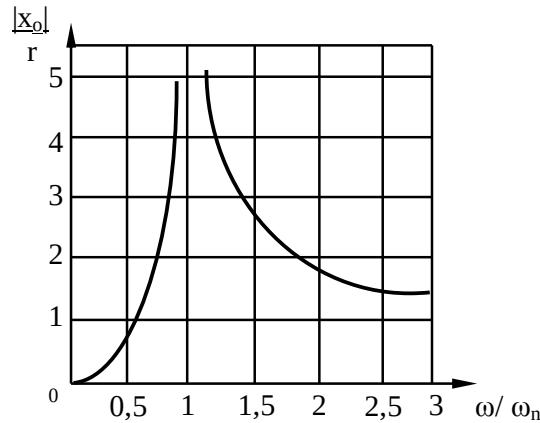


Fig. 2.4. Curbă de rezonanță

După cum se constată din figura 2.4, pentru cazul în care pulsația proprie ω_n este mult mai mică decât pulsația ω , rezultă $|x_0| \approx r$. Prin urmare, un aparat construit astfel ca $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ să fie foarte mic în comparație cu ω , va avea indicația $|x_0|$ egală cu amplitudinea vibrației r . Aparatul

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

măsoară deplasările, adică poate fi folosit ca vibrometru, iar dacă i se adaptează un sistem de înregistrare, ca vibrograf.

Trebuie amintit că în cazul seismografelor, masa m a aparatului este foarte mare, ceea ce face ca pulsația proprie ω_n să fie mică. Alte aparate seismice moderne pot fi construite luând arcuri mai moi încât nu este necesar ca masa m să fie prea mare.

În caz că ω_n este mult mai mare decât ω , se poate neglija la numitorul formulei (2.6) raportul $\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2$ față de 1 și se deduce:

$$\frac{|x_0|}{r} = \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \quad (2.7)$$

care se poate pune sub forma:
$$x_0 = \frac{1}{\omega_n^2} (r\omega^2) \quad (2.8)$$

Aici $\frac{1}{\omega_n^2}$ poate fi luat drept o constantă a aparatului și atunci indicațiile aparatului vor fi proporționale cu cantitatea $r\omega^2$ ce reprezintă chiar accelerația vibrației. Deci, un astfel de aparat măsoară accelerațiile, ceea ce înseamnă că este un accelerometru, iar dacă le poate și înregistra, este accelerograf.

Totuși, trebuie arătat ca acest aparat funcționează corect numai dacă vibrația măsurată este pur armonică. În caz contrar, poate să existe o componentă armonică la rezonanță care, fiind mult amplificată, face ca aparatul să dea indicații eronate.

Eliminarea acestei deficiențe este posibilă prin introducerea în aparat și a unei amortizări de natură vâscoasă (fig.2.5) cu coeficientul c . Ecuația diferențială pentru mișcarea relativă a masei m va fi:

$$m\ddot{x} + cx + kx = -m\ddot{f} \quad (2.9)$$

și dacă se introduce legea mișcării (2.4) rezultă:

$$m\ddot{x} + cx + kx = mr\omega^2 \cos \omega t \quad (2.10)$$

Soluția acestei ecuații este conform [4], de forma:

$x = x_0 \cos(\omega t - \varphi)$. Amplitudinea acestei vibrații este dată de formula:

$$\frac{x_0}{r} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\frac{c}{c_{cr}}\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (2.11)$$

unde $c_{cr} = 2m\omega_n$ este coeficientul de amortizare critic.

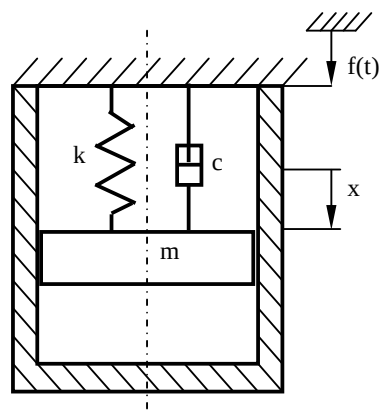


Fig. 2.5. Aparat seismic cu amortizare vâscoasă

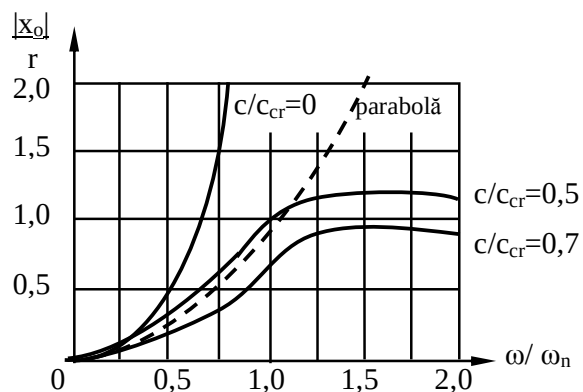


Fig. 2.6. Curbă de rezonanță

În figura 2.6 se arată curbele de rezonanță pentru $\frac{c}{c_{cr}} = 0$; 0,5 și 0,7, iar cu linie punctată curba dată de ecuația (2.7).

După cum se constată, curba punctată este cuprinsă între cele două curbe de rezonanță corespunzătoare la $\frac{c}{c_{cr}}$ egal cu 0,5, respectiv 0,7, fiind mai apropiată de acestea decât de curba obținută pentru $c = 0$. Astfel, în prezența amortizării, erorile de măsurare sunt mai reduse, iar pentru componenta aflată la rezonanță se înlătură pericolul de amplificare exagerată.

În sfârșit, aparatul din figura 2.3 poate fi folosit și la măsurarea frecvenței. Pentru aceasta, trebuie să lucreze la rezonanță, unde $\omega = \omega_n$. La rezonanță, amplitudinile sunt cele mai mari, iar constantele corespunzătoare ale aparatului determină mărimea căutată ω .

2.2.1.2 Aparatul universal Geiger

Dintre aparatele mecanice, aparatul universal Geiger este cel mai răspândit, fiind un aparat seismic cu utilizări multiple. Prin folosirea captatorului potrivit, aparatul universal Geiger poate fi folosit ca vibrograf, pentru a măsura deplasări vibratorii, ca torsiograf, pentru a măsura vibrații de torsiune, ca tahograf, pentru a măsura oscilațiile vitezei unghiulare a unui arbore, ca înregistrator de presiuni sau ca tastograf. De asemenea, prin modificarea arcului se poate folosi și ca accelerograf atât pentru vibrații de translație, cât și de torsiune.

Schema vibrografului Geiger, folosit pentru înregistrarea vibrațiilor de translație este arătată în figura 2.7. Pendulul fizic OC, C fiind centrul său de greutate, are masa m și momentul de inerție J , iar distanța $OC = s$. De acest pendul este legat un arc spiral de masă neglijabilă, având constanta elastică la torsiune k . Știind că în poziția de echilibru static direcția OC formează cu verticala unghiul α , este necesar să se determine pulsația.

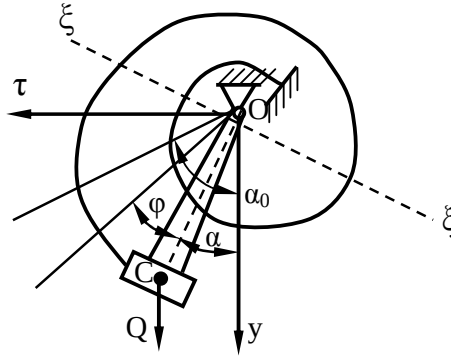


Fig. 2.7. Vibrograful Geiger

Unghiul de deviere al pendulului față de poziția de echilibru static se notează prin φ . Pentru a stabili legea mișcării libere, se va folosi ecuația lui Lagrange scrisă pentru coordona φ .

Energia cinetică a sistemului este:

$$E_c = \frac{1}{2} J \dot{\varphi}^2 \quad (2.12)$$

Energia potențială se compune din energia E_{p1} a greutateii și energia E_{p2} înmagazinată în arc, ambele considerate nule în poziția de echilibru static.

Prima va fi:

$$E_{p1} = mgs \left(\frac{\varphi^2}{2} \cos \alpha + \varphi \sin \alpha \right) \quad (2.13)$$

Pentru calculul lui E_{p2} se va nota cu α_0 unghiul dintre verticala Oy și raza corespunzătoare arcului liber. În poziția din figura 2.7, deformația unghiulară este $\alpha_0 - (\alpha + \varphi)$, iar energia potențială înmagazinată în arc va fi:

$$E_{p2} = \frac{1}{2} k (\alpha_0 - \alpha - \varphi)^2 - \frac{1}{2} k (\alpha_0 - \alpha)^2 = \frac{k}{2} \varphi^2 - k (\alpha_0 - \alpha) \varphi \quad (2.14)$$

Prin urmare, pentru energia potențială E_p rezultă

$$E_p = E_{p1} + E_{p2} = mgs \left(\frac{\varphi^2}{2} \cos \alpha + \varphi \sin \alpha \right) + \frac{k}{2} \varphi^2 - k (\alpha_0 - \alpha) \varphi \quad (2.15)$$

Din condiția de echilibru static rezultă însă:

$$mgs \sin \alpha = k (\alpha_0 - \alpha) \quad (2.16)$$

Expresia energiei potențiale (2.15) ținând seama de relația (2.16) devine:

$$E_p = \frac{\varphi^2}{2} (mgs \cos \alpha + k) \quad (2.17)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Ecuția lui Lagrange se va scrie:

$$J\ddot{\varphi} + (mgs \cos \alpha + k)\varphi = 0 \quad (2.18)$$

De aici rezultă pulsația proprie

$$\omega_n = \sqrt{\frac{Qs \cos \alpha + k}{J}} \quad (2.19)$$

La măsurarea vibrațiilor orizontale, pendulul se așează în poziție verticală ($\alpha = 0$). Se deduce $\omega_n = \sqrt{\frac{Qs + k}{J}}$, iar în cazul măsurării vibrațiilor verticale: $\alpha = \frac{\pi}{2}$. și $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{J}}$.

Măsurarea vibrațiilor armonice $u = a \sin \omega t$, în general după direcția O ξ , perpendiculară pe direcția lui OC din poziția de echilibru static, se bazează tot pe teoria aparatelor seismice.

Deoarece $\ddot{u} = -a\omega^2 \sin \omega t$, ecuația diferențială a mișcării, dată de teorema momentului cinetic în raport cu axa de rotație O, devine

$$J\ddot{\varphi} + (mgs \cos \alpha + k)\varphi = msa\omega^2 \sin \omega t \quad (2.20)$$

sau

$$\ddot{\varphi} + \omega_n^2 \varphi = \frac{Q}{Jg} sa\omega^2 \sin \omega t \quad (2.21)$$

De aici, se obține legea mișcării forțate

$$\varphi = \frac{ms}{J} a \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \sin \omega t \quad (2.22)$$

Se vede că dacă ω_n este mult mai mic ca ω (condiție în general îndeplinită), amplitudinea lui φ înregistrată cu aparatul este proporțională cu amplitudinea a .

Mișcarea forțată este defazată cu π față de fenomenul studiat.

După cum se constată, prin simpla modificare a poziției de echilibru a pendulului se pot măsura vibrații orizontale, verticale sau după orice altă direcție.

2.2.1.3 Frecvențmetre

După cum s-a arătat, frecvențmetrele sunt aparate care lucrează la rezonanță.

Cel mai simplu aparat este frecvențmetrul cu lamelă simplă. Este format dintr-o lamelă avînd la extremitatea liberă o masă. La cealaltă extremitate, lamela se fixează de corpul care vibrează, astfel încît să poată fi reglată lungimea lamelei. Modificînd lungimea lamelei pînă amplitudinea masei este maximă, se stabilește regimul de rezonanță. Pulsația proprie corespunzătoare sistemului lamelă – masă va fi chiar pulsația vibrației și de aici rezultă frecvența.

Pe același principiu se bazează funcționarea frecvențmetrului cu lamele multiple (fig.2.8).

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

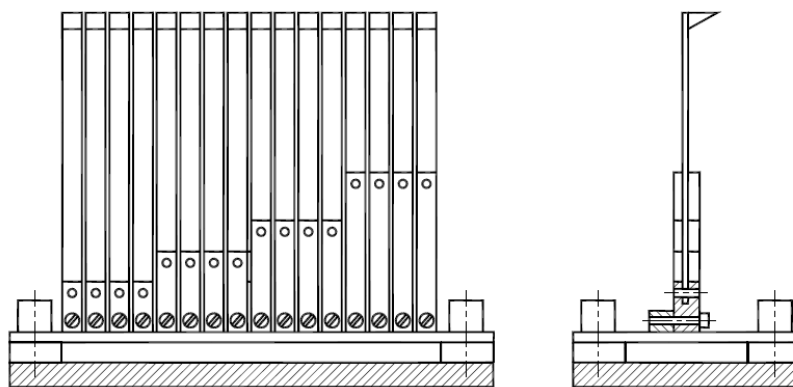


Fig.2.8. Frecvențmetru

Acesta este un cadru de care sunt fixate lamele cu mase la extremitatea liberă, avînd pulsații proprii diferite, dar apropiate. Dacă aparatul se fixează de corpul care vibrează, dintre lamele, una va avea amplitudinea maximă și deci pulsația ei proprie va coincide cu pulsația vibrației.

Un aparat foarte des folosit la măsurarea frecvenței este și stroboscopul, care însă se bazează pe alt principiu. O lampă se aprinde și se stinge succesiv cu o frecvență ce poate fi reglată, la aparat. Dacă frecvența de aprindere a luminii coincide cu frecvența vibrației, atunci un reper de pe obiect se vede ca și cum ar fi în repaus.

În caz că frecvențele diferă puțin, se poate urmări întreaga mișcare care se vede încetinită. Astfel determinată amplitudinea vibrației, nu mai necesită alt aparat de măsură pentru deplasări.

2.2.2 Măsurarea electrică a vibrațiilor mecanice

2.2.2.1 Instalația de măsurare

În domeniul măsurării vibrațiilor s-a răspândit foarte mult și este pe cale să se generalizeze măsurarea electrică, ale cărei avantaje sunt:

- precizie și sensibilitate mare;
- posibilitatea utilizării unor captatori de dimensiuni mici;
- posibilitatea măsurării și comenzii de la distanță;
- posibilitatea amplificării și prelucrării automate a rezultatelor.

Schema unui lanț electric de măsură se arată în figura 2.9.

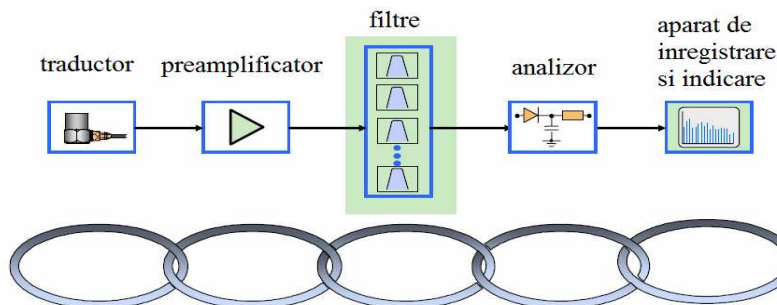


Fig. 2.9. Schema unui lanț electric de măsurare a vibrațiilor

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Aici sunt reprezentate etajele de bază ale sistemului de măsurare a vibrațiilor care, în general, este alcătuit din următoarele elemente: traductor, preamplificator, analizor, filtre, aparat de înregistrare și indicare.

Traductorul transformă parametrul vibrației la care este supus, în semnale electrice corespunzătoare. *Preamplificatorul* amplifică semnalul slab de ieșire al traductorului până la nivelul cerut de înregistratoare. *Filtrele* prelucrează semnalul electric captat și amplificat, lăsând să treacă doar acele componente ale semnalului care sunt de interes pentru analiza de vibrații.

Analizorul realizează selectarea unei componente sau a unei benzi din spectrul analizat, precum și detecția acestuia pentru a permite caracterizarea semnalului în această bandă. El poate efectua de asemenea și operația de schimbare automată a benzii sau a componentei selectate pentru a realiza analiza succesivă a întregului spectru într-un interval de timp acceptabil.

Aparatul indicator sau înregistrator permite obținerea directă prin indicare sau înregistrare a caracteristicilor semnalului studiat.

2.2.2.2 Clasificarea captorilor

Captoarele folosite se pot clasifica după modul lor de funcționare în:

- a) captori parametrici, ce produc variația unei mărimi electrice (rezistență, inductanță, capacitate) a unui circuit electric alimentat;
- b) captori energetici, ce produc curent electric într-un circuit nealimentat, ca de exemplu cele piezoelectrice sau electrodinamice.

Dintre primii, se pot aminti captorul rezistiv cu fir (timbrul tensometric) care, fiind montat într-un aparat seismic, este utilizat la măsurarea parametrilor mișcării. Funcționarea acestui traductor se bazează pe modificarea rezistenței firului, ca urmare a deformației corpului pe care este montat. Variația rezistenței se măsoară montând traductoarele în brațele unei punți Wheastone.

Traductorul cu fir nu are inerție. Acesta trebuie montat cu deosebită grijă pe corpul ce se deformează și trebuie ferit de umezeală.

Traductorul inductiv nu este influențat de umiditate și printr-o construcție potrivită se poate anula efectul variației de temperatură.

Din categoria a doua de captori pot fi amintiți cei electrodinamici, folosiți mai ales pentru măsurarea vitezei vibrației.

Principiul lor de funcționare este simplu.

O bobină se deplasează după o lege de mișcare variabilă în timp într-un câmp magnetic (al unui magnet permanent sau al unui electromagnet), având ca efect inducerea unei forțe electromotoare, care se măsoară. Această forță electromotoare este proporțională cu viteza.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Un accelerometru este un traductor electromecanic, care produce la bornele sale de ieșire o tensiune proporțională cu accelerația la care este supus.

Cei mai utilizați captatori în practică, sunt cei piezoelectrice, care de fapt sunt accelerometre.

2.2.2.3 Scara logaritmică

Scările logaritmice sunt tot mai utilizate pentru măsurarea parametrilor vibrației, analog ca și pentru alte mărimi acustice. Într-o astfel de scară, creșteri egale corespund unor raporturi egale ale parametrului măsurat.

Fiecare treaptă a acestei scări logaritmice care corespunde variației de zece ori a puterii, poartă denumirea de bel. Deoarece în mod obișnuit este necesar să se deosebească variații mult mai mici de putere, este mai comod să se utilizeze ca unitate decibelul (dB) egal cu 0,1 bel.

Prin urmare, în decibeli nivelul vibrațiilor β se determină cu formula:

$$\beta = 10 \log \frac{P}{P_{ref}} \quad (2.23)$$

unde P și P_{ref} sunt puterea corespunzătoare vibrației măsurate și a celei de referință.

Dacă se consideră amplitudinea vibrației a și amplitudinea vibrației de referință a_{ref} , din formula (2.23) rezultă:

$$\beta = 10 \log \frac{a^2}{a_{ref}^2} = 20 \log \frac{a}{a_{ref}} \quad (2.24)$$

Marele avantaj al utilizării decibelilor este posibilitatea menținerii valorilor numerice caracteristice nivelelor de vibrații în limite acceptabile, mai ales la reprezentări grafice. Prin folosirea acestei scări, se comprimă domeniul corespunzător nivelelor înalte și se extinde domeniul nivelelor joase, ceea ce permite prezentarea lor în grafice de mărime obișnuită și cu claritate bună. De asemenea, valorile numerice nu devin prea mari sau prea mici încât să fie incomode pentru reprezentări grafice și pentru prelucrarea automată a datelor.

De exemplu, pentru două nivele a căror amplitudini față de amplitudinea de referință se află în raportul 10 și 10^8 , conform formulei (2.24) vor corespunde 20 dB și 160 dB.

Trebuie observat că, dublând amplitudinea vibrației, valoarea numerică în dB se obține adăugând

$$20 \cdot \log 2 = 20 \cdot 0,3 = 6 \text{ dB}$$

În continuare, se va arăta modul de compunere a două vibrații. Astfel, dacă se consideră două nivele de $\beta = 60$ dB fiecare, atunci conform relației (2.23) rezultă $a_1 = a_2 = 10^3 a_{ref}$.

Prin urmare se va obține $a_1 + a_2 = 2 \cdot 10^3 a_{ref}$, pentru care va corespunde $6 + 60 = 66$ dB.

Cu ajutorul scării în decibeli se pot compara între ele diferite nivele de vibrații măsurate. Pentru a putea preciza o mărime absolută, este necesar însă să se fixeze nivelul de referință. Deși nu

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

există standardizate astfel de nivele, unele recomandări prevăd ca nivele de referință pentru deplasare 10^{-11} m, pentru viteză 10^{-8} m/s, pentru accelerații 10^{-5} m/s², iar pentru forța 10^{-6} N.

2.2.2.4. Captorul piezoelectric

Captorul piezoelectric de accelerații din fig. 2.10 este construit din două discuri piezoelectrice, pe care este așezată o masă. Întregul sistem este preîncărcat cu un resort tare și este montat într-o carcasă metalică pe o bază masivă. Când accelerometrul este supus la vibrații, masa va exercita o forță variabilă asupra discurilor piezoelectrice, proporțională cu accelerația sa.

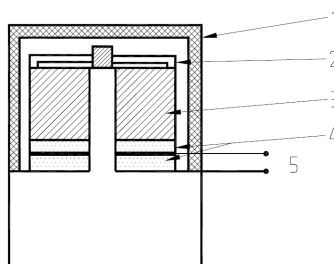


Fig. 2.10. Accelerometru piezoelectric

Datorită efectului piezoelectric între cele două discuri, va apărea o tensiune variabilă proporțională cu accelerația masei.

În fig. 2.10 este prezentată schema de principiu a unui accelerometru piezoelectric, având următoarele părți componente: carcasa 1, resortul 2, masa 3, discuri piezoelectrice 4 și borne de ieșire 5.

Pentru frecvențe mult mai mici decât frecvența de rezonanță corespunzătoare masei și rigidității echivalente a întregului sistem al acceleratorului, accelerația masei va fi de fapt aceeași cu cea a întregului traductor, tensiunea produsă fiind de asemenea proporțională cu accelerația la care este supus traductorul.

Un alt tip de accelerometru piezoelectric este prezentat în figura 2.11.

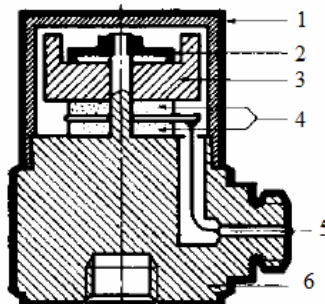


Fig. 2.11. Accelerometru piezoelectric

Semnalul traductorului aflat în carcasa 1 se transmite prin bornele de ieșire 5. Elementul principal îl constituie discurile piezoelectrice 4 prinse între masa 3 și baza 6. Baza este suficient de

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

mare pentru a evita distorsiunile. Arcul 2 previne desprinderea masei de discuri în cazul când accelerația depășește $1g$.

În figura 2.12 se prezintă variația tensiunii de ieșire la bornele unui accelerometru funcție de frecvență, în cazul când accelerometrul este supus unei accelerații constante independente de frecvență. Influența rezonanței este aici ușor de observat. Într-adevăr, rezonanța limitează superior domeniul frecvențelor pentru care este utilizabil accelerometrul. Inferior, acest domeniu este limitat în mod normal de calitățile amplificatorului conectat.

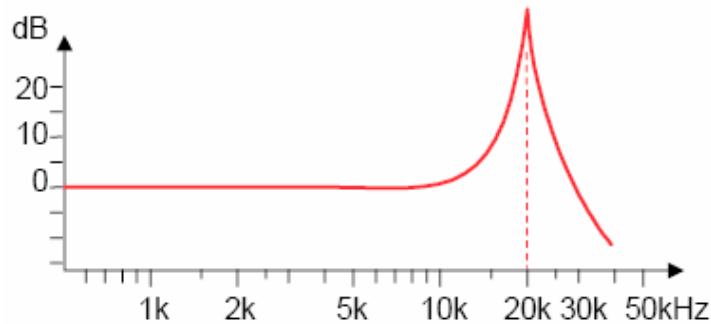


Fig. 2.12. Variația tensiunii de ieșire la bornele unui accelerometru funcție de frecvență

2.2.2.5. Mărimi caracteristice vibrației

Accelerometrul măsoară accelerația vibrațiilor la care este supus corpul. Uneori este posibil să se măsoare viteza vibrației sau deplasarea. Dealtfel, se pot intercala între captor și preamplificator integratoare pentru a obține astfel direct fie viteza, fie deplasarea. Dar oricare ar fi parametrul măsurat, cunoașterea completă a mișcării corpului necesită definirea unor mărimi caracteristice.

Pentru descrierea unei vibrații pur armonice, cea mai indicată mărime este elongația maximă, adică amplitudinea.

În cazul unor vibrații mai complexe, trebuie să se folosească alte mărimi, care să țină seama de variația în timp a legii vibrației. Astfel se pot defini:

- a) valoarea maximă (în literatura de specialitate peak) $x_{\max}$, care reprezintă amplitudinea maximă a vibrației;
- b) elongația (în literatura de specialitate peak-peak);
- c) valoarea medie absolută (în literatura de specialitate average) ce se calculează cu formula:

$$x_{\text{med}} = \frac{1}{T} \int_0^T |x| dt \quad (2.25)$$

unde: $x(t)$ este deplasarea momentană. Aceasta nu prezintă interes practic, deoarece nu este legată direct de nici o mărime fizică importantă.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

d) valoarea eficace (în literatura de specialitate RMS) dată de formula:

$$x_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (2.26)$$

și prezintă importanță deosebită, deoarece intervine la calculul energiei vibrației.

Pentru vibrația armonică, aceste valori se prezintă în figura 2.13. Între aceste valori se pot scrie, conform [20], relațiile:

$$x_{ef} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} x_{med} = \frac{1}{\sqrt{2}} x_{max} \quad (2.27)$$

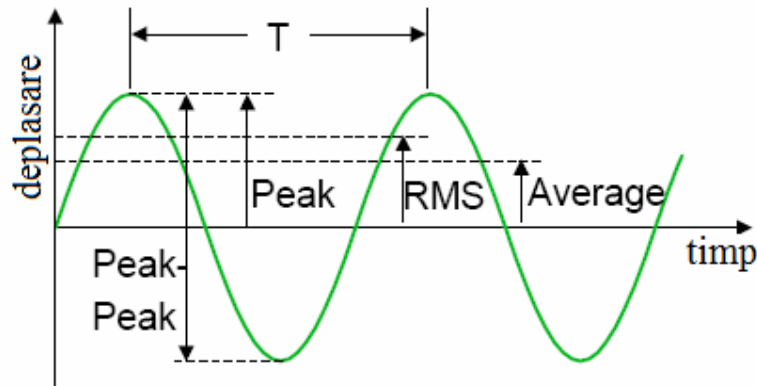


Fig. 2.13. Mărimi caracteristice vibrației

Spectrul de frecvență al unei vibrații periodice se obține cu ajutorul dezvoltării în serie Fourier. Orice vibrație periodică, indiferent de complexitate, poate fi descompusă în vibrații pur armonice, a căror frecvențe sunt dependente între ele.

În figura 2.14 [21] este reprezentată accelerația unei vibrații periodice nearmonice împreună cu principalele două vibrații armonice componente care alcătuiesc spectrul ei.

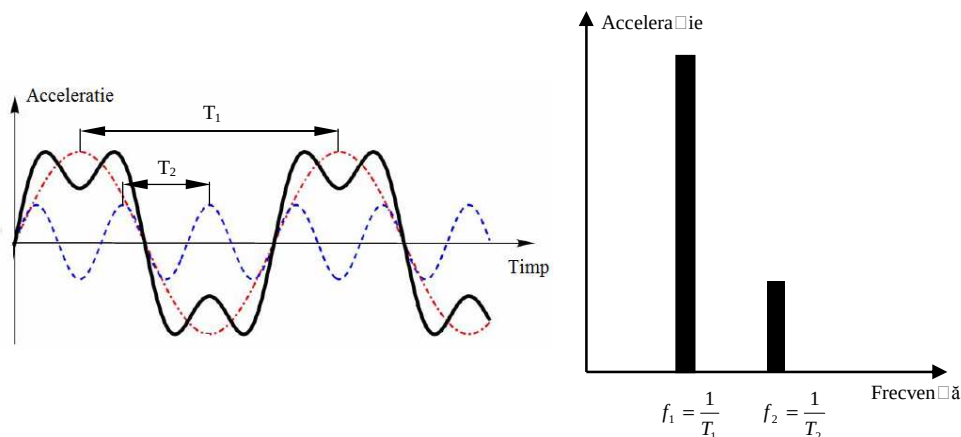


Fig.2.14. Vibrație periodică nearmonică

Fig.2.15. Spectrul amplitudinilor vibrației nearmonice

Pe de altă parte, în figura 2.15 se dă o reprezentare simplă a spectrului amplitudinilor vibrației nearmonice din figura 2.14.

Se observă că mărimile caracteristice vibrațiilor periodice prezintă un spectru discret dacă sunt reprezentate în funcție de frecvență.

Vibrațiile neperiodice, cu caracter aleator, prezintă un spectru continuu.

Pentru analiza unor procese continue, cum ar fi cazul vibrațiilor aleatoare staționare, este mai comod a se utiliza drept mărime caracteristică densitatea de probabilitate în locul probabilității.

Din punct de vedere fizic, se poate defini densitatea de probabilitate ca probabilitatea de a avea o anumită valoare momentană x , în interiorul unui interval Δx împărțită cu lungimea acestui interval (fig. 2.16) [20], adică:

$$p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P(x) - P(x + \Delta x)}{\Delta x} \quad (2.28)$$

unde $p(x)$ este densitatea de probabilitate la un anumit nivel x , $P(x)$ probabilitatea ca valoarea momentană să depășească nivelul x , iar $P(x + \Delta x)$ probabilitatea ca valoarea momentană să depășească nivelul $x + \Delta x$.

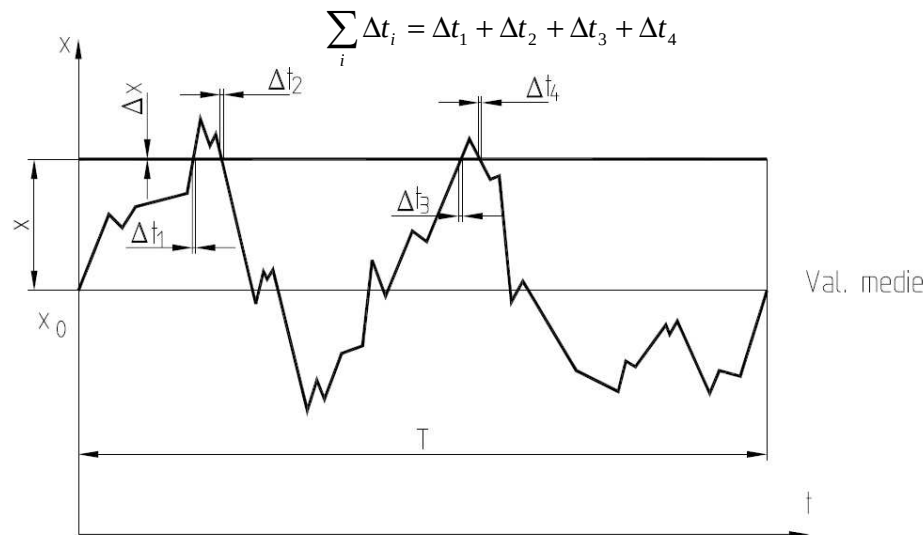


Fig. 2.16. Densitatea de probabilitate a unei vibrații aleatoare

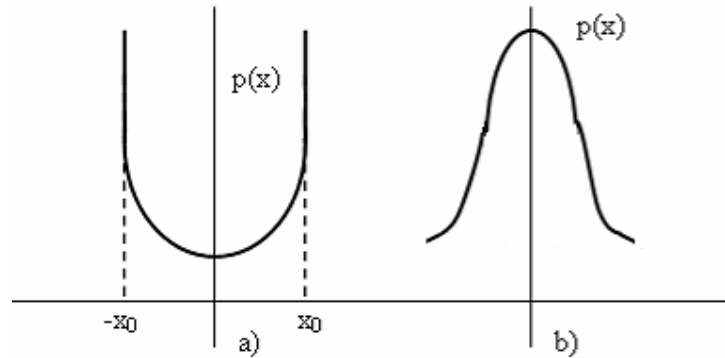
Pentru a lămurii noțiunile de probabilitate și densitate de probabilitate, se reprezintă în figura 2.16 o vibrație aleatoare, împreună cu elementele necesare calculului.

Prin reprezentarea grafică a tuturor valorilor lui $p(x)$ pentru toate valorile lui x , se obține curba densității de probabilitate.

Aceasta prezintă avantajul că, prin integrare de la x_1 la x_2 , se obține imediat probabilitatea ca valoarea instantanee x să se găsească în intervalul (x_1, x_2) independent de mărimile lui x_1 și x_2 .

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Curba densității de probabilitate pentru cazul unei vibrații armonice este reprezentată în figura 2.17 a, iar pentru cazul unei vibrații aleatoare, în figura 2.17 b.



Fg. 2.17. Curba densităților de probabilitate

2.2.2.6. Analizorul de frecvență

Aparatul folosit pentru analiza spectrală a unei vibrații este analizorul de frecvență.

Analizorul de frecvență este alcătuit în principiu dintr-un amplificator de intrare, o serie de rețele corectoare, un etaj de amplificare selectivă și un amplificator de ieșire.

După filtrele de frecvență folosite, analizoarele sunt de două feluri:

- cu lățimea de bandă constantă (independentă de frecvență);
- cu lățime de bandă procentual constantă (proporțională cu frecvența).

Alegerea analizorului este funcție atât de caracterul vibrației, cât și de scopul cărora le sunt destinate datele de analizat.

De exemplu, în cazul analizei unei vibrații periodice de componente discrete constante, este indicată utilizarea analizorului cu lățime de bandă constantă.

În caz că semnalul periodic nu rămâne constant, este indicată folosirea analizorului cu lățimea de bandă procentual constantă.

Filtrele cele mai des utilizate sunt cele de decadă, de octavă sau de treime de octavă. Astfel, raportul între cele două frecvențe extreme este de 10:1 pentru decadă, de 2:1 pentru octavă și de $\sqrt[3]{2}$ pentru treimea de octavă (1/3 octavă).

În cazul unor analize spectrale foarte precise, se utilizează filtre cu lățime de bandă mai îngustă.

Frecvențele centrale pentru octave sunt stabilizate prin standardele ISO și au valorile: 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000; 8000; 16000; 31500 Hz.

Analizoarele de frecvență moderne au posibilitatea schimbării automate a filtrelor pentru a efectua rapid o analiză a vibrației.

2.3 Dotarea din Universitatea Eftimie Murgu Reșița (UEMR)

folosită pentru măsurarea vibrațiilor

Pentru măsurarea vibrațiilor, în dotarea Universității Eftimie Murgu Reșița există o platformă PULSE 11, cu softul aferent, produsă de Brüell & Kjaer și constând din:

5 accelerometre piezoelectrice tip 4524 B (v. figura 2.18)

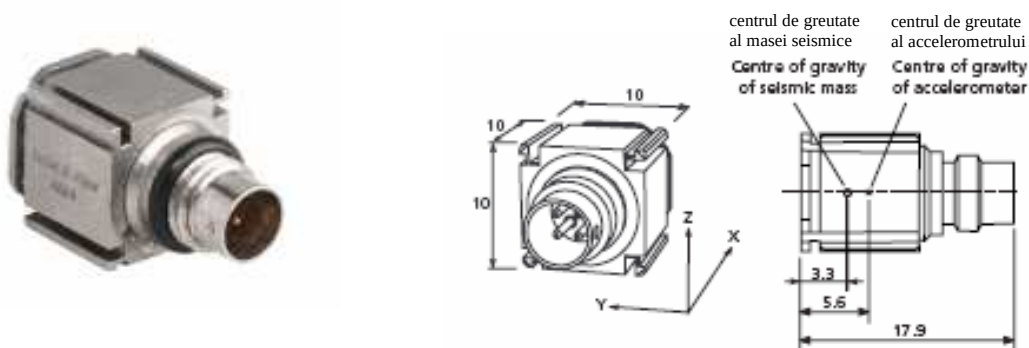


Fig. 2.18. Accelerometru tip 4524 B

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 2.19.

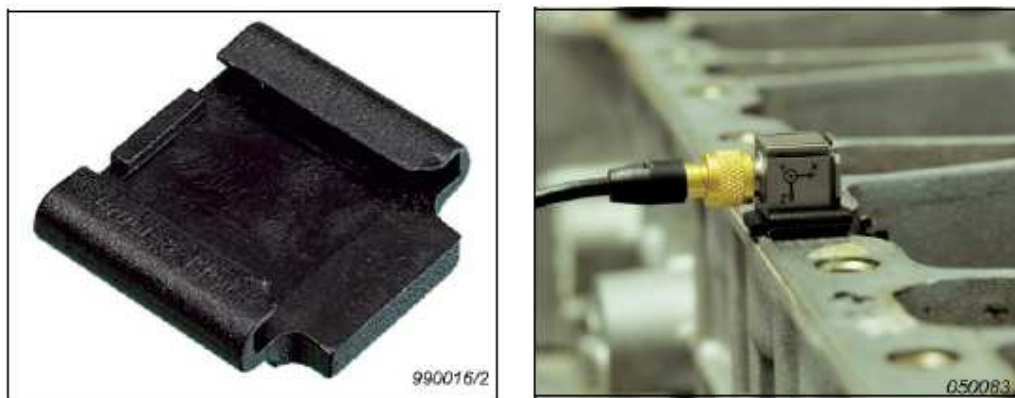


Fig. 2.19. Metode de fixare a accelerometrului

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

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

5 cabluri de legătură tip AO 0526 D 100 (v. figura 2.20) pentru culegerea măsurărilor și alimentarea accelerometrelor



Fig. 2.20. Cabluri de legătură tip AO 0526 D 100

1 unitate de achiziție a datelor tip 3560 B-020 (v. figura 2.21)



Fig. 2.21. 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 2.22.

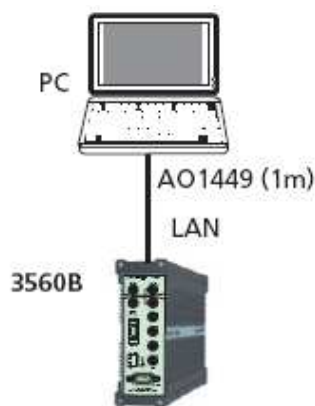


Fig. 2.22. Conectarea la calculator a unității de achiziție a datelor

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Unitatea poate achiziționa și transmite semnale cu frecvența de 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.

2.4 Concluzii

Vibrațiile în funcționarea mașinilor și utilajelor pot determina o diminuare a fiabilității organelor de mașini prin introducerea de solicitări dinamice, pot influența negativ calitatea proceselor tehnologice de prelucrare, pot avea efecte dăunătoare asupra construcțiilor, asupra organismului și psihicului uman etc. De aceea, problematica măsurării vibrațiilor comportă două aspecte esențiale:

a) pentru analiza și măsurarea de vibrații, este necesară stabilirea unei scheme de bază care să conțină următoarele componente: traductor de semnal, dispozitiv pentru condiționarea semnalului, analizor și înregistrator;

b) stabilirea de niveluri admisibile de vibrații la mașini și utilaje, care să țină seama de factori determinanți precum: aspectul fizic al vibrațiilor, diversitatea de amplitudini, spectre de frecvență și direcții de acțiune, modul în care vibrațiile acționează asupra mașinilor și proceselor tehnologice, durata de acțiune etc.

Desigur, alegerea componentelor și deci a complexității lanțului de măsurare este determinată de caracteristicile generale ale semnalului măsurat, de scopul măsurării, de complexitatea sistemului ce trebuie diagnosticat și de timpul disponibil pentru măsurare, respectiv diagnosticare.

Dotarea existentă în UEMR pentru măsurarea vibrațiilor este la nivelul actual al tehnicii, satisfăcând atât necesitățile impuse de cercetarea ce stă la baza prezentei teze de doctorat, cât și a altor proiecte de cercetare pe care universitatea le are în derulare.

3. CONCEPȚIA ȘI REALIZAREA STANDULUI DE ÎNCERCĂRI

3.1 Considerații generale privind standurile de încercare a reductoarelor cu roți dințate

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.

Această etapă – a modelării și simulării – este apanajul ultimelor două, trei decenii și s-a interpus între fazele tradiționale de proiectare și testare pe standuri de încercare. Deși cu virtuți incontestabile, modelarea și simularea funcționării pentru orice sistem nu poate elimina faza testării “in vivo”, ci poate, cel mult fi asimilată unei probe “in vitro”.

Testarea, cu conținutul său foarte cuprinzător – control dimensional al formei, al parametrilor cinematici, dinamici, de fiabilitate și capabilitate – răspunde obiectivului țintă 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.

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*.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

3.1.1. Standuri cu flux energetic deschis

Principal, standurile cu flux energetic deschis au o schemă foarte simplă (fig.3.1), care include o sursă de energie ME (motor electric, hidraulic etc.), reductorul cu roți dințate testat R și un disipator de energie DE. Acesta poate fi o frână mecanică cu discuri sau saboți, hidraulică, pneumatică sau hidropneumatică, electrică (electromagnetică), o pompa hidraulică etc.

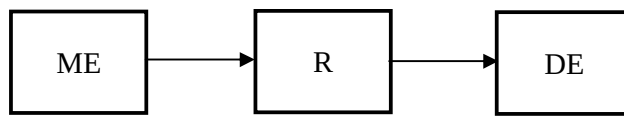


Fig. 3.1. Schema de principiu a standurilor cu flux energetic deschis

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 uzura până la distrugerea rapidă a sistemelor de disipare, constituie motive de înlăturare a standurilor cu flux deschis, ca soluție de principiu.

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.

Pentru a ilustra aplicarea tehnicii de experimentare pe standuri cu flux energetic deschis, în figura 3.2 [55] este prezentată schema unui stand conceput la Universitatea Politehnica Timișoara (UPT) pentru analiza funcțională a transmisiei electrocavelor. În schema cinematică s-au intercalat la intrarea, respectiv ieșirea din transmisie, două cuplaje torsiodinamometrice (4) și un tahogenerator. Alimentarea motorului electric s-a făcut printr-un grup Ilgner (6), turația reglându-se în intervalul [200...1000] rot/min. Pentru disiparea energiei, la arborele planetar liber s-a prevăzut o frână electromagnetică (3).

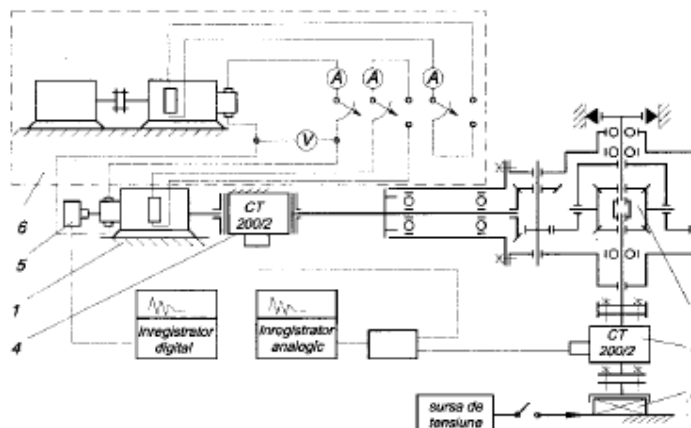


Fig. 3.2. Stand pentru analiza funcțională a transmisiei electrocarelor

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.

3.1.2. Standuri cu flux energetic închis

Standurile cu flux energetic închis, numite conform [63] și energorecuperative, conțin una, două sau mai multe transmisii de testat, montate simetric, în tot atâtea bucle mecanic și energetic închise.

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:

- 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, lagare, 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;

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

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

În tabelul 3.1 [58] este prezentată o clasificare a circuitelor închise, cu punerea în evidență a varietății constructiv- funcționale prin care acestea se pot materializa.

În figura 3.3 [58] sunt reprezentate câteva scheme de circuite mecanice închise, cu figurarea traseelor energetice.

Tabelul 3.1

Sisteme cu contur mecanic închis	- cu divizare și sumare energetică (fig. 3.3 a)	- transmisii prin angrenare	- cu roți dințate		
		- transmisii prin fricțiune	- cu lanțuri		
			- cu curele dințate		
			- cu curele care lucrează în set		
	- cu recirculare a energiei (fig. 3.3 b)	- pe cale mecanică		- variatoare cu elemente intermediare	
				- a întregii energii disponibile	
			- a unei părți din energie (cu circuite antagoniste)	- prin angrenaje	
				- prin angrenaje (planetare, diferențiale)	- curele
		- prin elemente flexibile	- lanțuri		
		- prin fricțiune (set de curele, variatoare)	- cabluri		
Sisteme cu închidere electrică					
Sisteme cu închidere hidraulică					

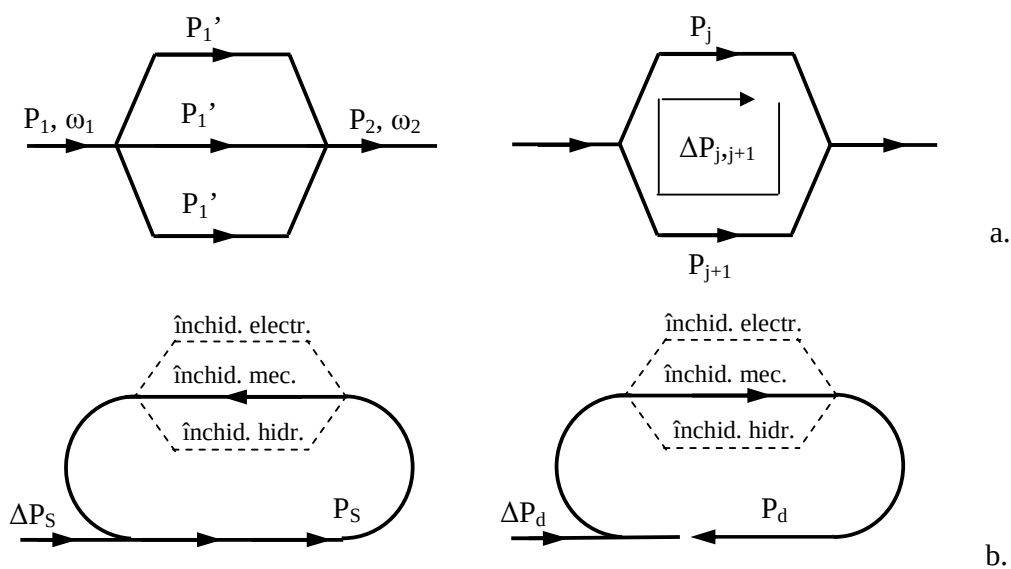


Fig. 3.3. Scheme de circuite mecanice închise

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Principiul unui stand energorecuperativ este prezentat în figura 3.4 [58]. În componența sistemului intră transmisiile mecanice TM-1 și TM-2, între care are loc recircularea energiei, standul având astfel un caracter energorecuperativ. Sursa de energie exterioară SE are rolul de a acoperi numai pierderile mecanice din circuit.

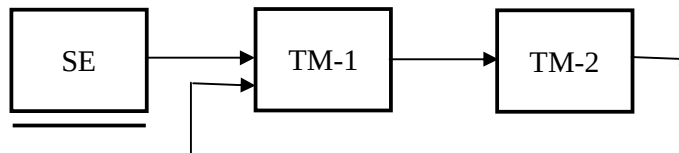


Fig. 3.4. Schema unui stand energorecuperativ

Închiderea circuitului, pentru recircularea energiei se poate face pe cale mecanică, electrică sau hidraulică. Sistemele cu recircularea energiei pe cale mecanică sunt mai răspândite, fiind mai simple, mai ieftine, mai fiabile și cu caracteristici reologice superioare celorlalte variante. Prezintă interes practic sistemele mecanice prevăzute cu posibilitați de tensionare în mers, cu programatoare pentru comanda automată a încărcării. În asemenea cazuri, subansamblul de tensionare are două grade de mobilitate.

Schema de principiu a unui stand cu închidere mecanică este redată în figura 3.5 [58].

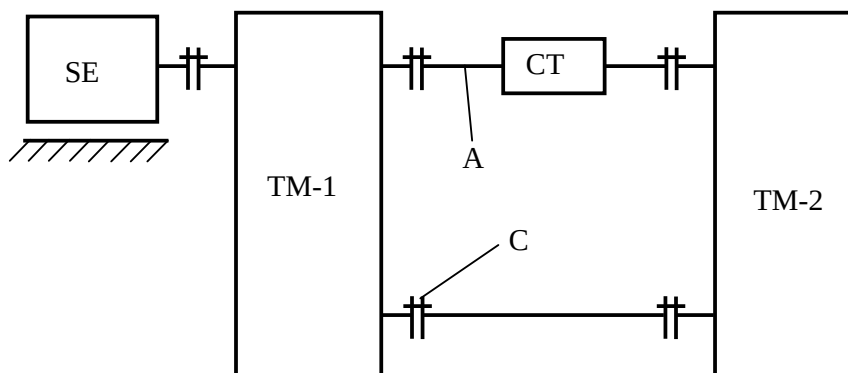


Fig. 3.5. Stand energorecuperativ cu închidere mecanică

Standul conține o sursă exterioară de energie SE, două transmisii mecanice identice din punct de vedere cinematic, TM-1 și TM-2, cuplajul torsional CT, cuplajele de legătura C, arborii intermediari A, dispozitivele și aparatele de măsurare (pentru turație, moment de torsiune, temperatura, zgomot, vibrații etc.), precum și echipamentele pentru comanda încărcării.

Cuplajul torsional, dispus pe tronsonul de turație ridicată al circuitului, are rolul de a crea momentul de torsiune și de a simula astfel funcționarea în sarcină a angrenajelor.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Datorită pierderilor mecanice de pe traseul fluxului energetic, încărcarea celor două transmisii nu este identică. Din acest motiv, la încercările care utilizează roți dințate-epruvete, transmisia pereche având rolul de returnare, este mai robustă sub aspect constructiv. Pe lângă varianta mecanică de închidere a circuitului, mai există și soluțiile cu închidere hidraulică sau electrică. În schema primei variante se regăsesc: un motor electric de acționare, un generator hidraulic, un motor hidraulic și roțile dințate.

În figura 3.6 [58] este redat principal un stand cu circuit cu flux energetic închis pe cale electrică

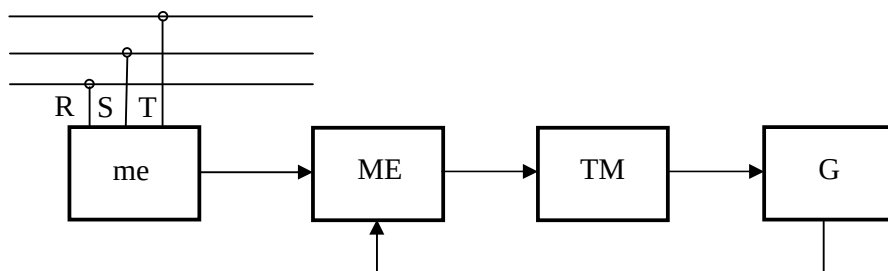


Fig. 3.6. Stand energorecuperativ cu închidere electrică

La soluția prezentată în figura 3.7 [55], acționarea standului se face de la variatorul electric, VE. Pentru a adapta standul la o gamă largă de transmisii mecanice - TM, în circuit sunt prevazute două cutii de viteze – CV1 și CV2.

Generatorul electric de curent continuu - GCC antrenează un motor de curent continuu, a cărui turație, reglată corespunzător, face ca generatorul de curent alternativ să debiteze în rețea, închizând astfel pe cale electrică circuitul. Varianta din figura 3.8 [58] utilizează în locul motorului de curent continuu și al generatorului de curent alternativ un invertor de curent, IC.

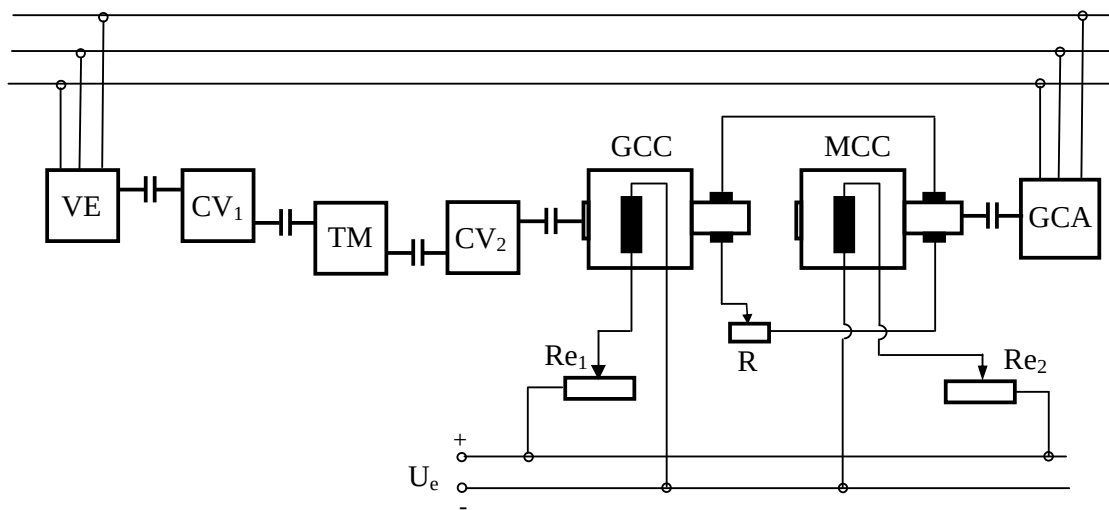


Fig. 3.7. Stand energorecuperativ cu închidere electrică

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

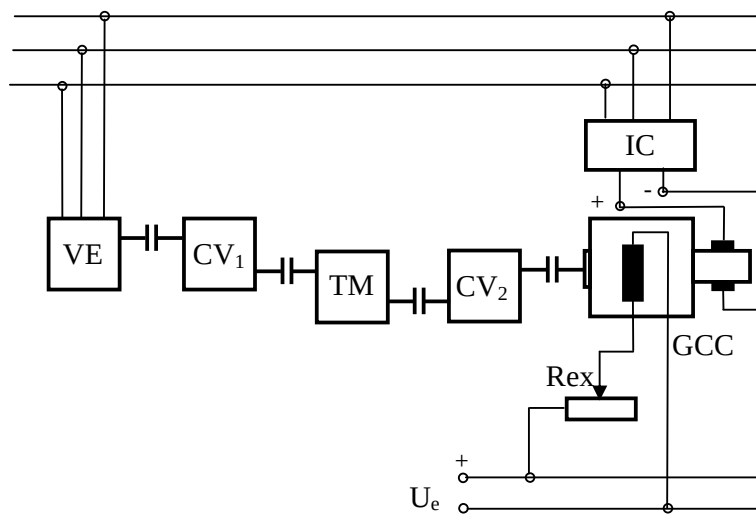


Fig. 3.8. Stand energorecuperativ cu închidere electrică

3.2 Alegerea soluției constructive și funcționale a standului de probe

3.2.1 Alegerea transmisiei. Pregătirea reductorului

Cercetările s-au făcut asupra unui reductor tip 3BH produs de NEPTUN Câmpina, existent în laboratorul de Organe de Mașini al Facultății de Inginerie din cadrul Universității Eftimie Murgu Reșița.

Execuția, respectiv dimensiunile principale ale reductorului, sunt prezentate în figura 3.9 și tabelul 3.2.

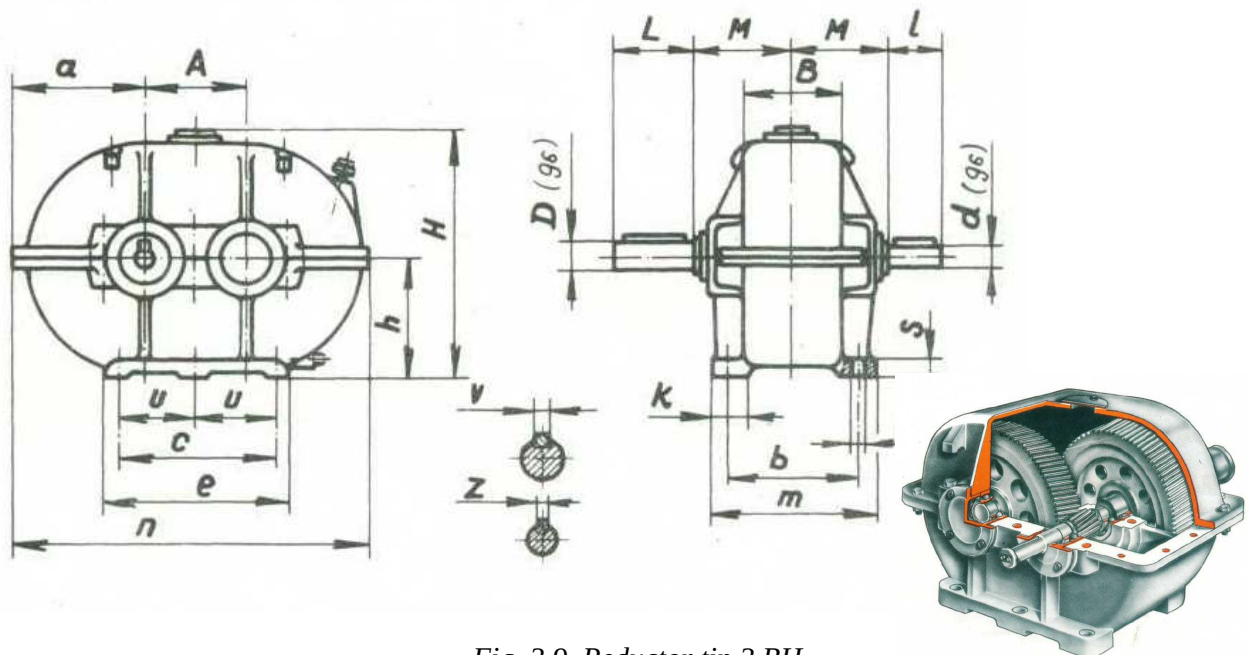


Fig. 3.9. Reductor tip 3 BH

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

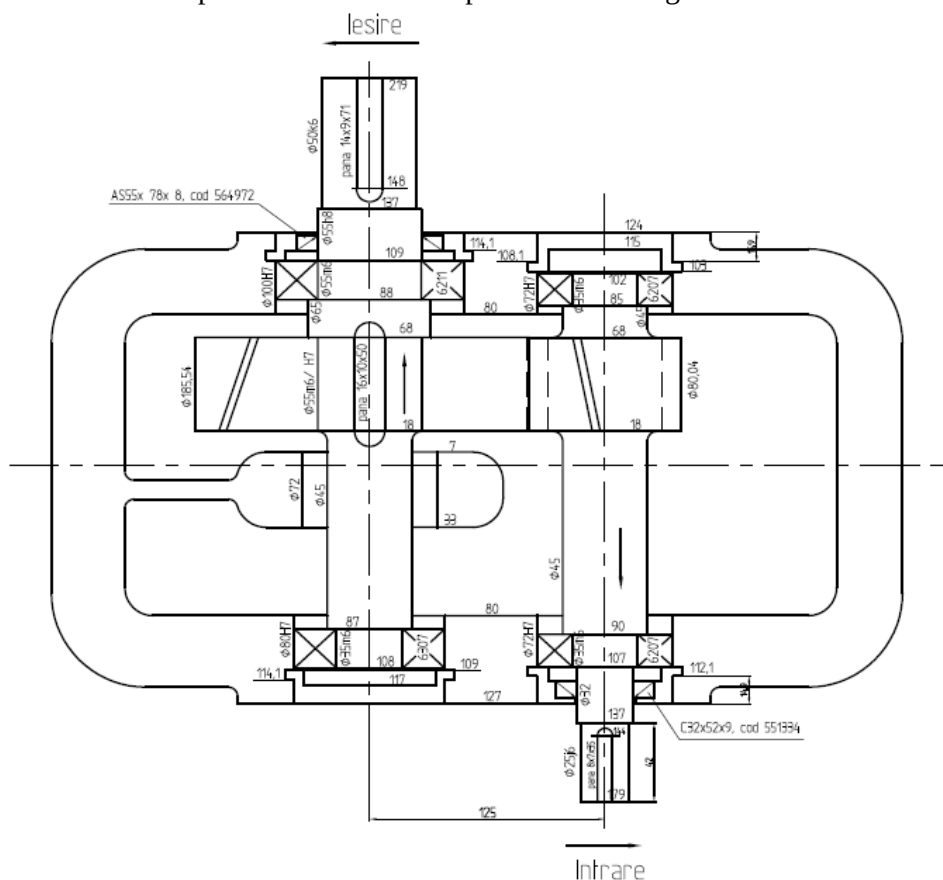
Tabelul 3.2

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 dințată și arbore de ieșire) au fost executate de către REȘIȚA REDUCTOARE S.A. (RRR) în cadrul parteneriatului de colaborare încheiat cu U.E.M. Reșița.

Proiectul de reechipare a reductorului se poate vedea în figura 3.10.



Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

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.

În primă etapă, pentru studiul variației diverșilor factorilor geometrici asupra nivelului de vibrații, s-au realizat patru perechi de angrenaje (pinion + roată dințată), 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 3.3.

Tabelul 3.3

A= 125 mm		$m_n = 4 \text{ mm}$		$z_1 / z_2 = 17 / 43 \text{ (} i = 2,529 \text{)}$	
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	
Xi	0,56/ -1,16	0,60/ -1,23	0,66/ -1,33	0,72/ -1,47	

Se observă că mărirea unghiului de înclinare duce la:

- micșorarea coeficienților de deplasare de profil;
- mărirea gradului de acoperire;
- creșterea înălțimii dintelui;
- creșterea alunecării specifice.

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

În a treia etapă de cercetare s-au realizat, în colaborare cu MASTER București, acoperiri cu teflon ale danturilor prelucrate prin frezare, studiindu-se influența acestor acoperirilor superficiale asupra nivelului de vibrații.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Acoperirea superficială s-a făcut prin dispersie fluoropolimerică, utilizând materialul Xylan 1052, produs de firma Whitford Plastics Limited din Marea Britanie. S-au depus prin dispersie pe danturi câte două straturi cu o grosime totală de 25- 40 μm , ulterior acoperirii cu material fluoropolimeric nefiind necesare alte prelucrări suplimentare. De menționat este că, în conformitate cu prescripțiile producătorului, presiunea maximă suportată de stratul depus este de 343 N/ mm^2 .

Acoperirile cu teflon au, pe lângă faptul că reduc semnificativ vibrațiile transmisiilor cu roți dințate, următoarele avantaje:

- 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 acționează ca un absorbant, acționând ca un reducător al energiei transmise către suprafețele rezonante.

3.2.2 Alegerea mașinii antrenoare

Pentru încercarea la turații variabile, antrenarea s-a făcut de la un motor tip GC2Pa44a, din gama de fabricație a lui UME București, care are dimensiunile principale conform fig.3.11, respectiv datele tehnice conform tabelului 3.4.

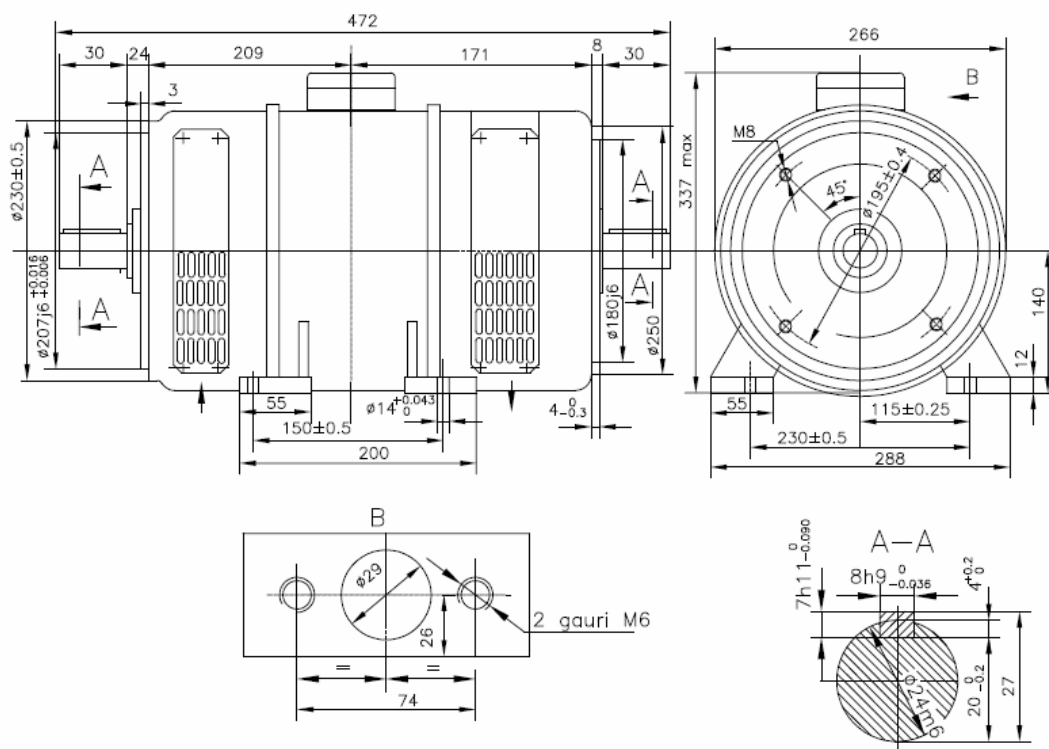


Fig. 3.11. Motor tip GC2Pa44a

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Tabelul 3.4

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

3.2.3 Alegerea sistemului de încărcare

Ca sistem de încărcare, care să facă posibilă variația momentului de torsiune transmis de reductor, au fost în discuție două alternative: **un generator**, la care curentul produs să fie descărcat peste un reostat sau **o pompă volumică**, la care, prin ștrangularea controlată a refulării, să se asigure variația presiunii fluidului circulat, respectiv a puterii absorbite de pompă și, prin aceasta, a momentului de torsiune transmis de reductor.

S-a ales în final varianta antrenării unei pompe de ulei tip KF 6/400 H30B NOB 7DP1 de fabricație KRACHT Werdohl Germania, pe următoarele considerente:

- literatura studiată nu dezvoltă pe larg această variantă de frânare controlată a reductoarelor
- pompa este disponibilă la RRR;
- autorul tezei dispune de cunoștințe și experiență bogată în domeniul calculului și utilizării pompelor volumice.

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 3.12 și tabelul 3.5.

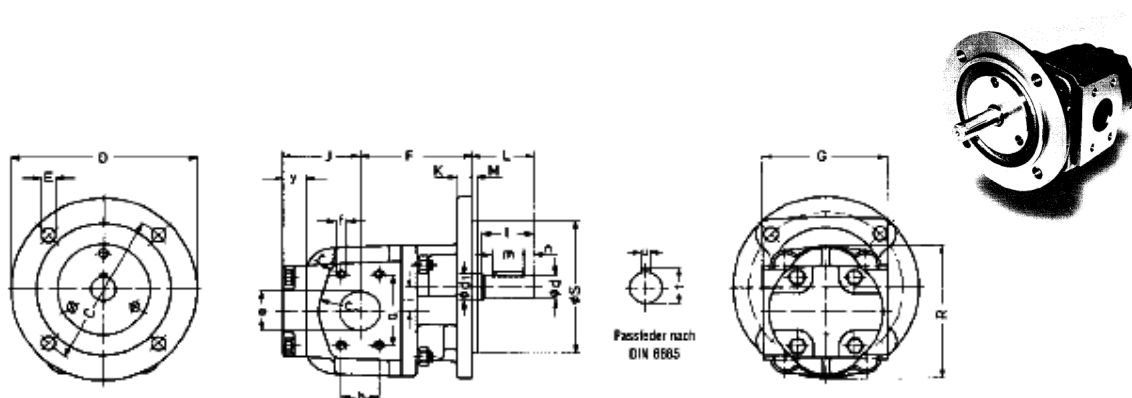


Fig. 3.12. Pompă KRACHT tip KF 6/400 H30B NOB 7DP1

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Tabelul 3.5

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

3.2.4 Dotări suplimentare

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 torsiometrice tip T 10 FS produse de HBM Germania și aflate în dotarea laboratorului de Proiectarea Dispozitivelor și Robotică al UEM Reșița.

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

O vedere de ansamblu a flanșei torsiometrice, respectiv a modului de culegere a datelor se prezintă în figura 3.13.



Fig. 3.13. Flanșă torsiometrică tip T 10 FS și modulul de culegere a datelor tip MP 60

În concluzie, 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 torsiometrice.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Schema standului, respectiv a circuitul de ulei sunt prezentate în figura 3.14.

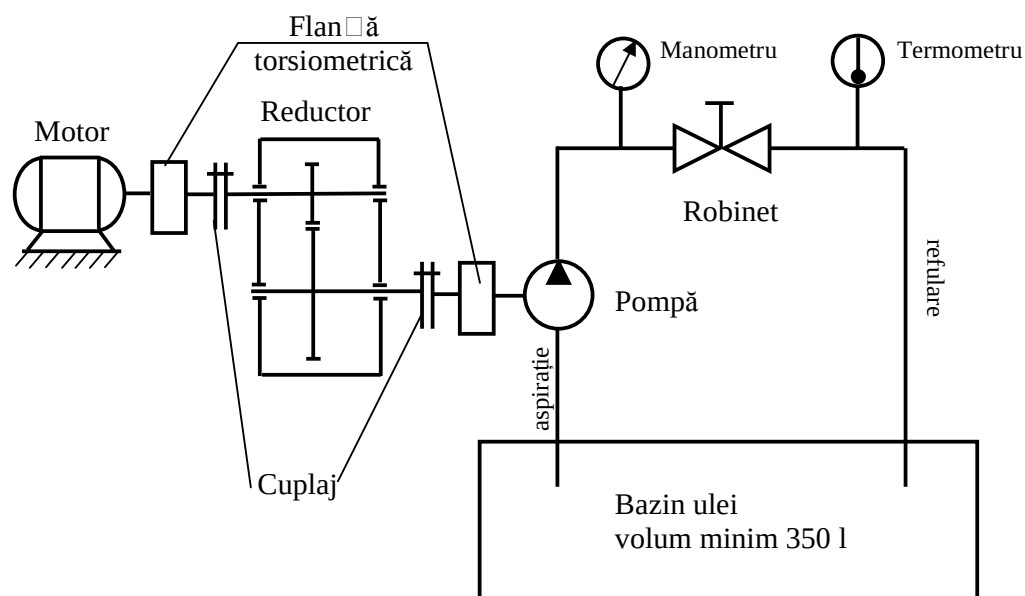


Fig. 3.14. Schema standului de probă

Pentru izolarea reductorului din punct de vedere al posibilelor vibrații transmise de la mașina antrenoare (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, după cum se prezintă și în vederea de ansamblu a standului de probă (fig. 3.15).

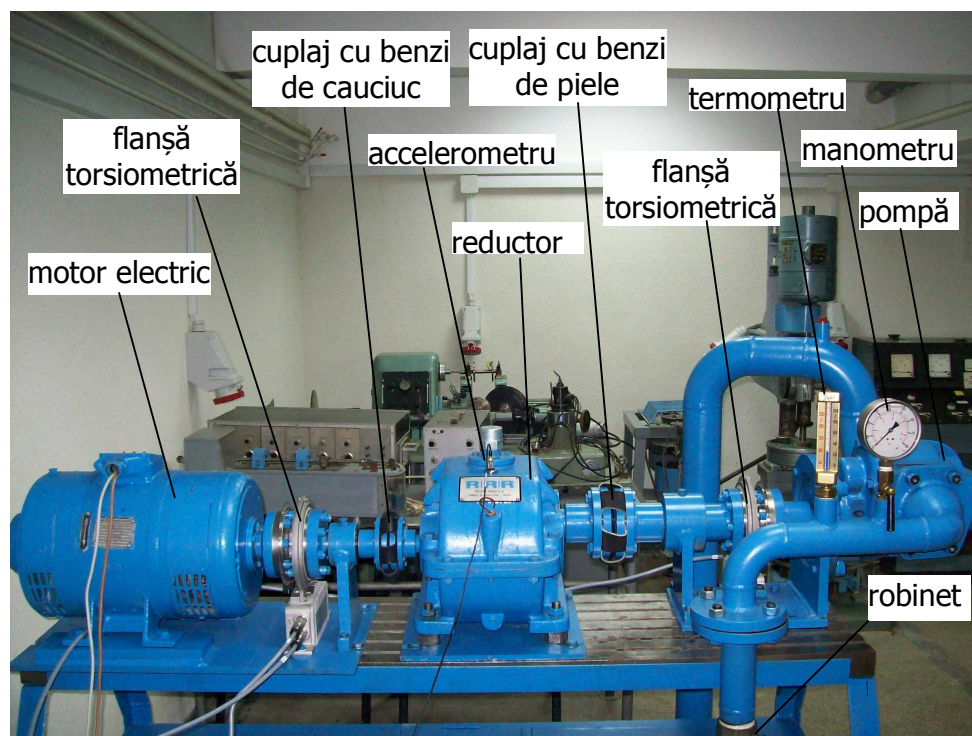


Fig. 3.15. Vederea de ansamblu a standului de probă

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Aceste cuplaje au avantajul că permit decuplarea rapidă și nu necesită o aliniere, respectiv centrare riguroasă.

Pentru măsurătorile de vibrații s-a utilizat platforma Bruel & Kjaer descrisă la paragraful 2.3 și constând din:

- 4 sonde de vibrații cu fixare pe suport magnetic;
- cabluri de legătură;
- modul de colectare a datelor, cu program de analiză a vibrațiilor și sunetelor.

3.2.5 Amplasarea punctelor de măsurare a vibrațiilor

După cum s-a evidențiat și în capitolul 1, vibrațiile din timpul funcționării unui reductor sunt, în primul rând, inițiate de angrenarea dinților, ele transmițându-se prin intermediul arborilor și al lagărelor în carcasa ai cărei pereți propagă vibrațiile în aer și conduc la apariția zgomotului.

Pornind de la această considerație, s-au executat patru planări pe suprafața exterioară a lăcașelor rulmenților din carcasa superioară, pentru a asigura o aderență perfectă a magnetilor de susținere a accelerometrelor, după cum se vede și din figura 3.16. (a-planare; b- fixarea magnetilor de susținere a accelerometrelor).

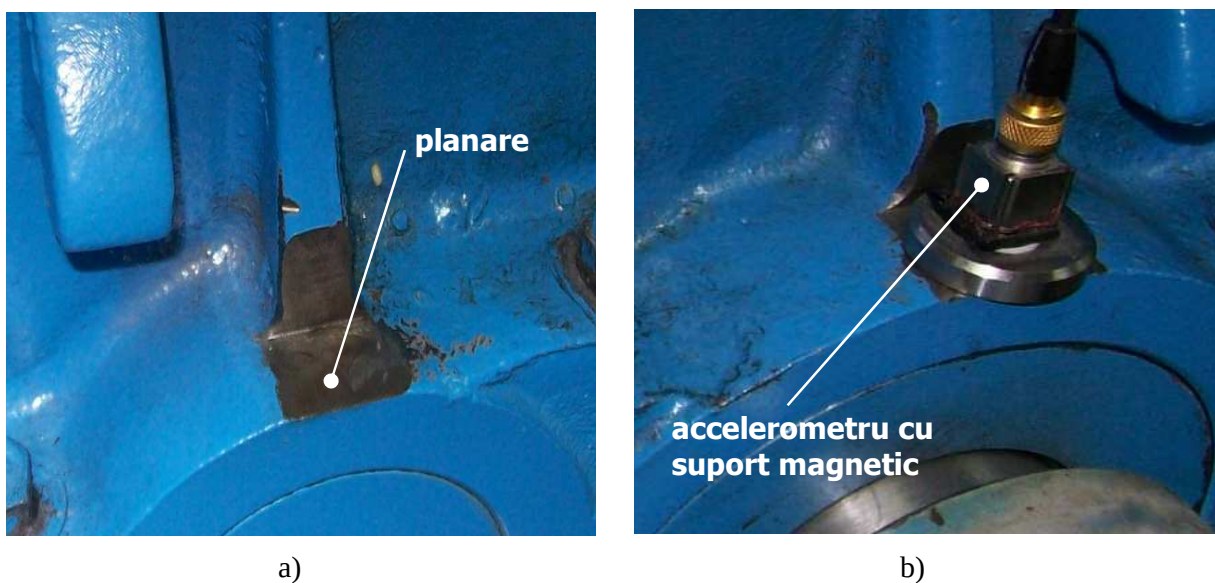


Fig. 3.16. Loc de măsurare a vibrațiilor

3.3 Programarea sistemului de culegere a datelor cu ajutorul programului PULSE

Analizorul FFT (Fast Fourier Transformation) de tipul 7700 este softul de bază al programului PULSE, asigurând interfața grafică dintre utilizator și platforma pentru analizatoarele PULSE, accesorii și aplicații. Prin utilizarea uneltelor și funcțiilor asigurate de interfața barei de task-uri, a barelor de instrumente și a ecranelor, utilizatorul constată că rezultatele măsurătorilor se obțin ușor doar cu câteva click-uri ale mouse-ului.

Interfața programului PULSE este una de tipul WINDOWS[®], fapt care-i asigură o utilizare foarte ușoară prin accesul la submeniurile de tip drop-down și pop-up, a ferestrelor de dialog, a butoanelor de comandă și a ferestrelor de afișare.

O măsurare cu ajutorul interfeței PULSE este construită în jurul unui **proiect**. Un proiect poate fi foarte simplu, cu câteva ferestre ecran (*display-uir*) și câteva date salvate, sau poate fi foarte elaborat, cu *task-uri* (sarcini) și note de task, în care, pe parcursul măsurării, se parcurg toate treptele de la setare (*setup*) la raportare (*reporting*). În foarte multe cazuri, pentru elaborarea unui proiect, se pot utiliza mostre de proiecte (*sample projects*) existente în librăria PKL (*Pulse Knowledge Library*).

Pentru a înțelege mai ușor principiile cu care operează programul PULSE și cum se poate construi propriul *proiect*, trebuie definite două concepte de bază:

- canale (*channels*);
- semnale (*signals*).

3.3.1 Diferența dintre canale (*channels*) și semnale (*signals*)

Pentru a înțelege PULSE, un concept important este înțelegerea diferenței dintre **canale** (*chanells*) și semnale (*signals*).

Un **canal** este reprezentat de lanțul de măsurare format, începând cu traductorul fizic (accelerometru sau microfon), continuând cu elementul fizic de legătură (cablul), cu interfața modului de culegere a datelor (în cazul nostru 3560 B- 020) și terminând cu softul din PC (PULSE Lab Shop). Există un singur traductor și canal alocat pe fiecare conexiune fizică a interfeței modului de colectare a datelor.

Un **semnal** este reprezentat de canalul care este utilizat pentru analiza și afișarea în PULSE. Pot exista semnale multiple pentru un singur canal.

Unui canal i se pot atașa semnale multiple, atunci când se dorește să se proceseze digital semnale diferite. pentru diverse tipuri de analize, ca de exemplu, atunci când se dorește să se aplice

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

cântăriri diferite în frecvență (*frequency domain weightings*: A, B, C, D) la două semnale acustice conectate la același canal. Anumite proprietăți se aplică la un semnal individual, în timp ce altele se aplică la toate semnalele atașate unui canal.

Fiecare semnal în parte se poate prelucra matematic după cum urmează:

- **cântărire acustică** (*acoustic weighting*: A, B, C sau D);
- **integrare/ diferențiere** (simplă sau dublă);
- **cântărire în timp** (*time weighting*- doar când semnalul este conectat la un analizor FFT): uniformă, Hanning, Flat Top, Kaiser- Bessel, tranzitorie sau exponențială;
- **cântărire în frecvență** (*frequency weighting*- doar când semnalul este conectat la un analizor FFT): $j\omega$, $j\omega^2$, 1, $1/j\omega$, $1/j\omega^2$.

Tuturor semnalelor conectate la un canal li se pot defini:

- **sensibilitatea** (*sensitivity*);
- **sursa de intrare** (*input source*: CCLD sau LEMO power supply sau direct input);
- **polarizarea tensiunii** (*polarization voltage*: doar pentru canalele cu conector LEMO);
- **vârful maxim la intrare** (*max. peak input*);
- **filtre**;
- **întârzierea canalului** (*channel delay*).

Pentru descrierea în detaliu a acestor proprietăți, se poate accesa cu ajutorul tastei <F1> **help**-ul contextual al programului PULSE.

3.3.2 Lansarea în execuție a programului PULSE

Lansarea în execuție a programului, se face, după cum se arată și în figura 3.17, urmând calea: **Start** → **Programs** → **PULSE** → **PULSE LabShop**

după care există posibilitatea (v. figura 3.18) de a alege între:

- crearea unui nou proiect (*create blank project*);
- crearea unui proiect nou cu ajutorul unui model (*create new project from template*);
- deschiderea unui proiect existent (*open existing project*).

În cazul în care se alege crearea unui nou proiect, trebuie știut că PULSE este setat să opereze cu un așa-numit organizator de măsurători.

Pentru crearea unui proiect nou, după cum se arată în figura 3.19, este necesar să se deschidă ferestrele:

Configuration Organiser (butonul );

Measurement Organiser (butonul );

Function Organiser (butonul ).

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

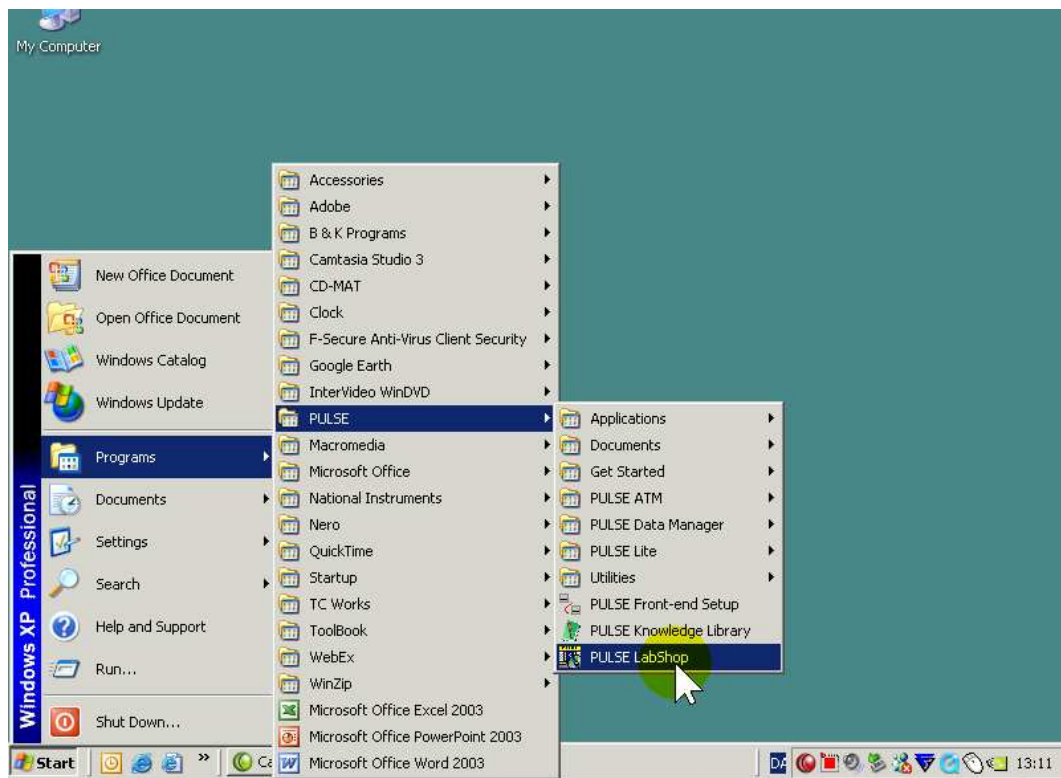


Fig. 3.17. Lansarea în execuție a programului PULSE

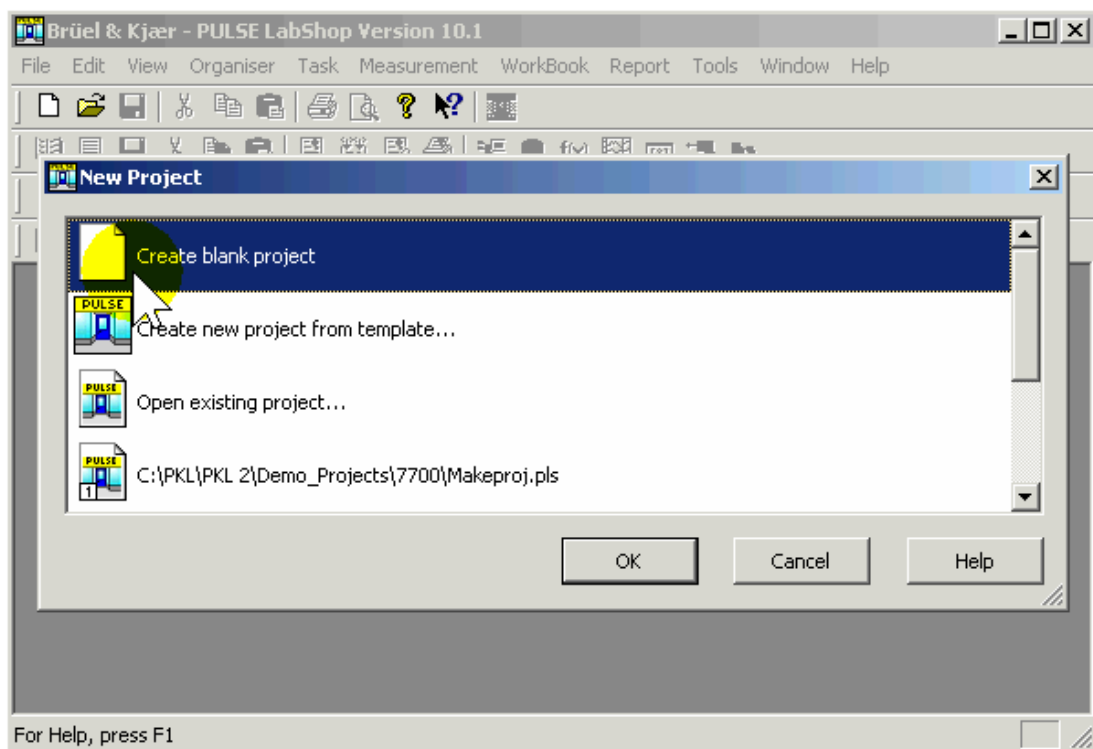


Fig. 3.18. Crearea unui proiect

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

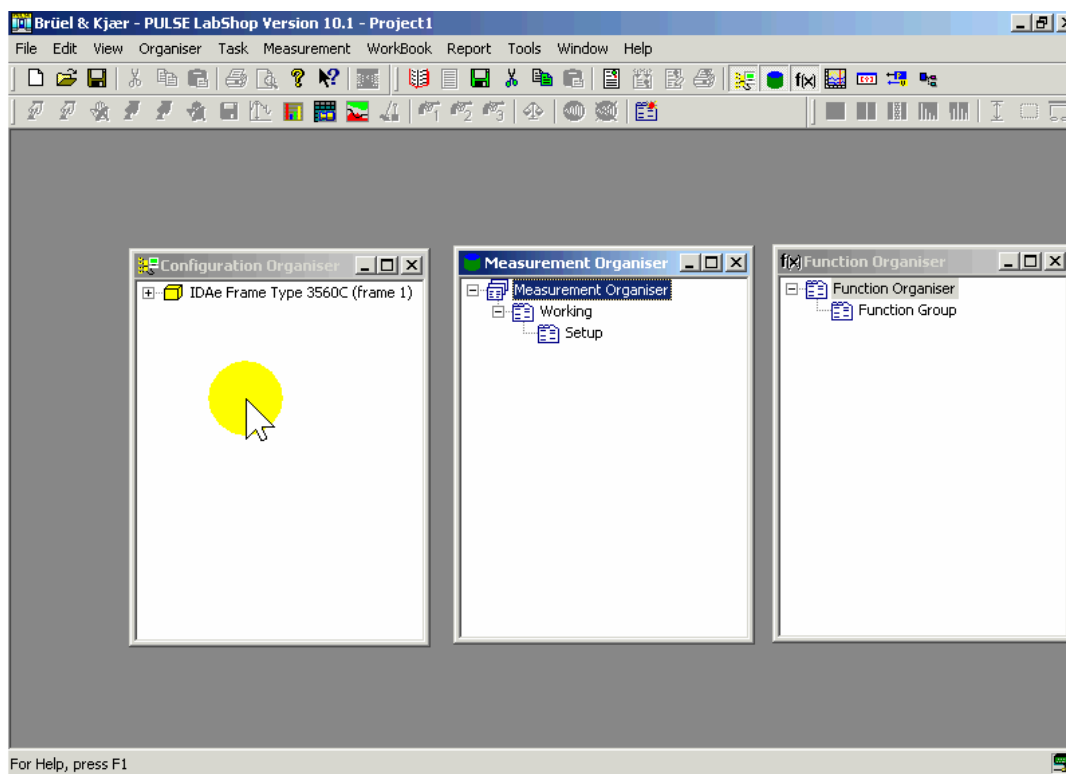


Fig. 3.19. Crearea unui proiect nou

Un proiect nou se începe cu setarea *Configuration Organiser*, cu ajutorul căruia se definește modulul de achiziție a datelor (*frontend*). Dacă modulul de achiziție a datelor este pornit și conectat la calculator prin cablul de rețea, programul recunoaște automat tipul modulului (în cazul nostru, 3560 B). Accesând modulul, observăm că programul recunoaște faptul că modulul are 5 canale de intrare și o ieșire.

Mai departe, în această fereastră (*Configuration Organiser*) e nevoie să definim traductorii (accelerometre sau microfoane) ce-i vom utiliza la măsurători. Dacă traductorii nu sunt conectați la modulul de achiziție a datelor, aceștia trebuie definiți.

În cazul măsurătorilor de vibrații, având la dispoziție un accelerometru triaxial de tipul 4524, direcțiilor de măsurare a vibrațiilor trebuie să li se atașeze câte o intrare. Pentru ca PULSE să facă această asociere (canal de măsurare/ direcție de măsurare a vibrației), se selectează cu butonul din dreapta al mous-ului *Input 1* și se selectează tipul traductorului (*Select Transducer*- a se vedea figura 3.20). Această comandă deschide baza de date (*Database Administrator*) cu traductoarele recunoscute de PULSE.

Se alege familia de traductoare (*Family*) de tip microfon, dacă dorim să analizăm zgomote, sau de tip accelerometru, dacă dorim să analizăm o vibrație, după care, în căsuța *Type*, se definește

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

tipul traductorului (în cazul nostru accelerometrul 4525, sau microfonul 4189, după cum se arată în exemplul din figura 3.21)

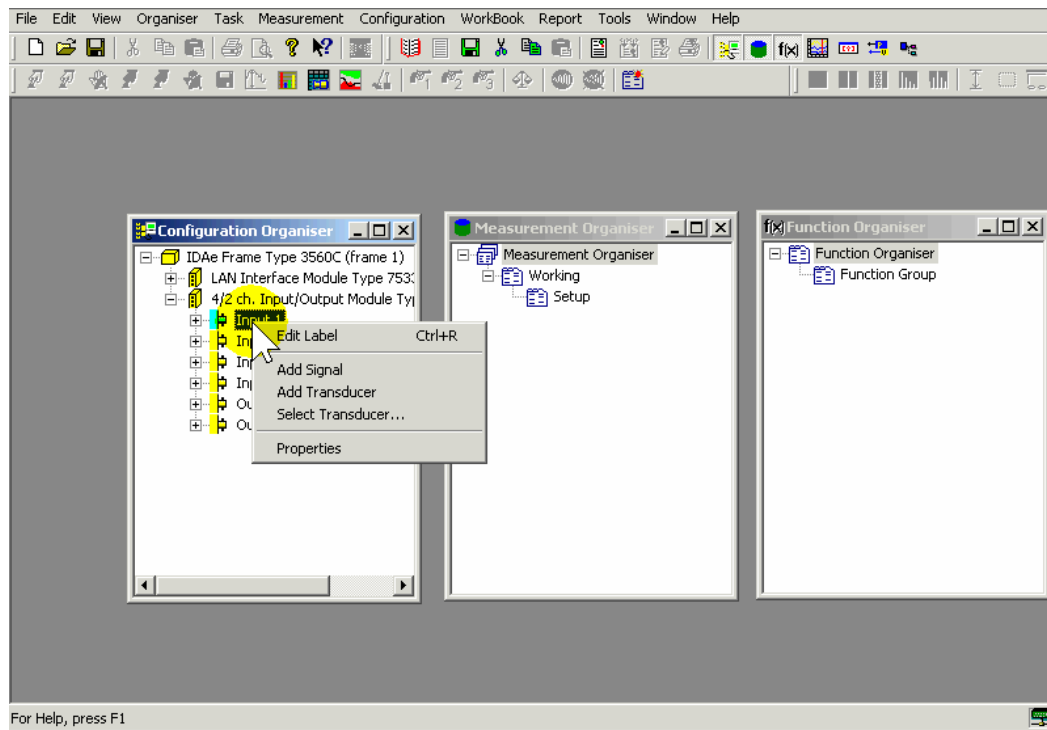


Fig. 3.20. Asocierea canalului de măsurare cu direcție de măsurare a vibrației

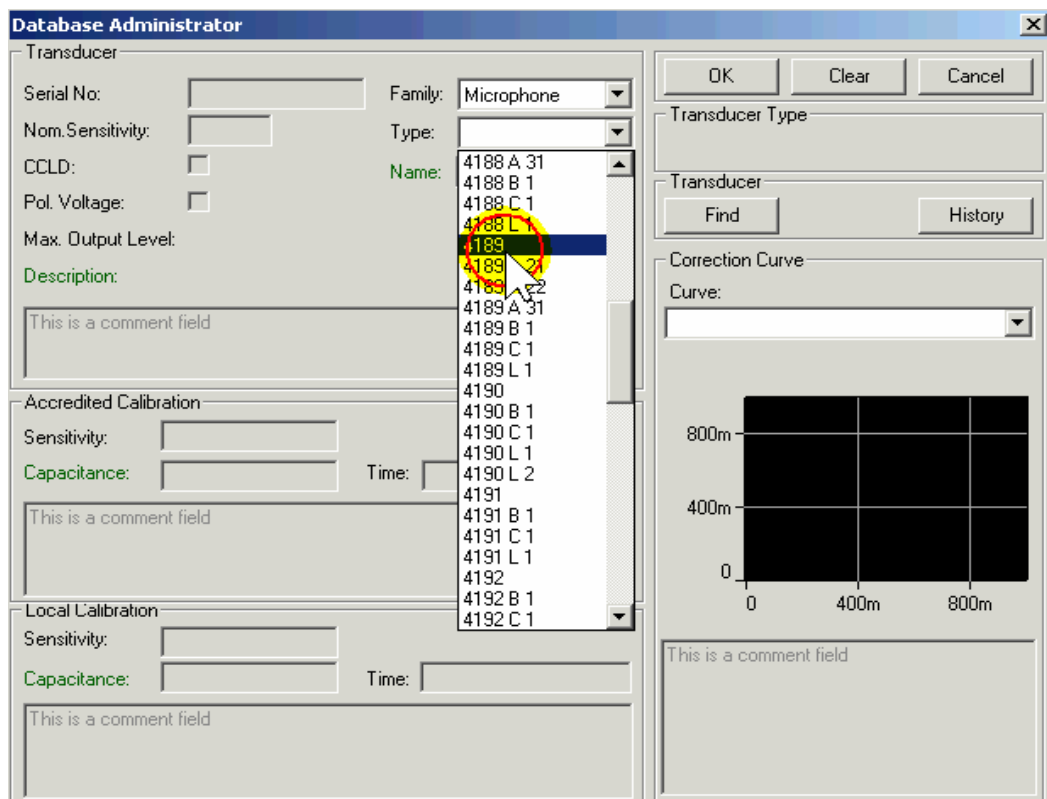


Fig. 3.21. Setarea tipului de traductor

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Baza de date a programului PULSE conține toate informațiile legate de traductorii produși de Brüel & Kjaer. Dacă se folosește un traductor produs de altă firmă, trebuie definite în fereastra *Database Administrator* datele referitoare la traductorul utilizat. După definirea tipului de traductor, se închide fereastra *Database Administrator*, prin accesarea butonului OK.

Trebuie reținut faptul că în *Configuration Organiser* apare definit tipul traductorului pe care l-am asociat canalului respectiv de măsurare.

În cazul în care traductorii sunt conectați la modulul de achiziția a datelor, ei sunt recunoscuți automat în fereastra *Configuration Organiser*

Crearea noului proiect se continuă cu accesarea ferestrei *Measurement Organiser*, unde se definesc numele semnalelor colectate, tipul analizelor procesate și locul unde se culeg mărimile măsurate. Prima dată accesăm *Working*, care este numele *template*-ului măsurare, care comunică cu modul de achiziție a datelor. Pentru a stabili legătura cu acesta, se apasă butonul din dreapta al mouse-ului pe *Working* și se alege *Get Configuration* (v. figura 3.22), comandă care deschide interfața *Frontend* (v. figura 3.23), unde se pot defini semnalele (*signals*), respectiv grupurile (*Groups*).

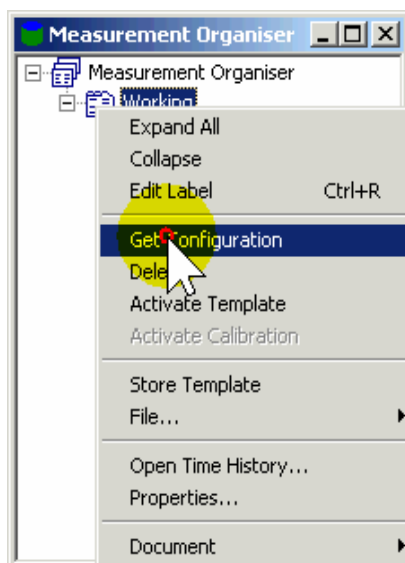


Fig. 3.22

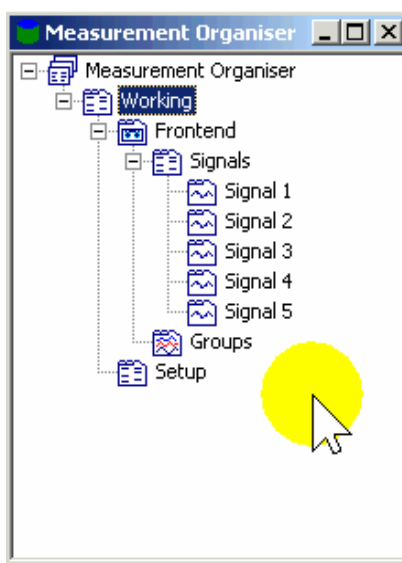


Fig. 3.23

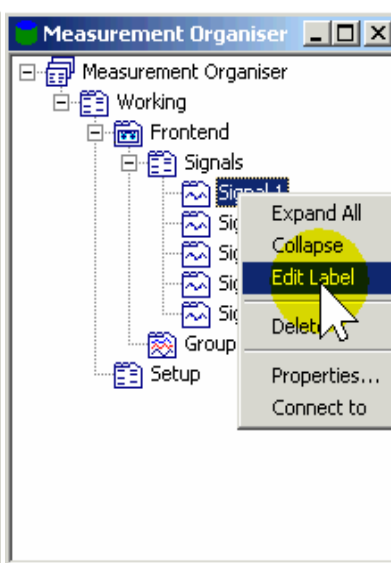


Fig. 3.24

Următorul pas important este definirea numelor semnalelor, acesta fiind un lucru esențial, deoarece aceste nume se vor regăsi peste tot în lanțul de măsurare: de la traductor, la afișarea mărimilor măsurate și, în final, la raportul ce se tipărește. Pentru aceasta, se alege *Signal 1* și, ca peste tot în programul PULSE, prin apăsarea butonului din dreapta al mouse-ului, se alege *Edit Label*, în căsuța aferentă semnalului 1 putându-se defini numele semnalului ales (v. fig. 3.24).

Mai departe, trebuie conectat numele semnalului cu traductorul care îl măsoară. Pentru aceasta, se „agață” semnalul din fereastra *Measurement Organiser* și se „aruncă” peste traductorul aferent.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Următorul pas ce trebuie făcut în setarea ferestrei *Measurement Organiser* este acela de a defini grupurile de semnale (*Groups*). Grupurile de semnale reprezintă un mod specific de a organiza și a conduce semnalele, în special atunci când avem multe semnale și dorim să facem analize diferite ale aceluiași semnal. Fiecare grup de semnale poate fi tratat ca o entitate, câștigându-se timp în acest fel.

Pentru aceasta, se definește, în primul rând, un nou grup, prin apăsarea butonului din dreapta al mous-ului pe *Groups*, după care se alege *New Group* (v. figura 3.25), iar grupul de semnale definit se redenumțește cu ajutorul comenzii *Edit Label* (v. figura 3.26).

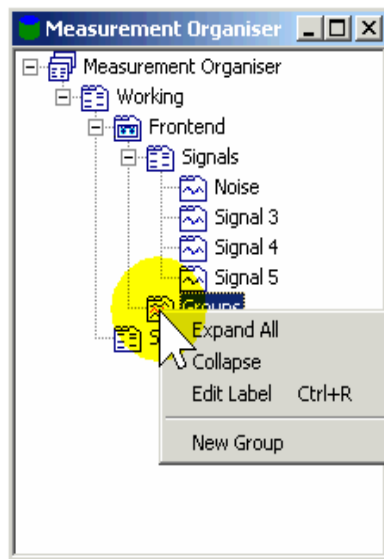


Fig. 3.25

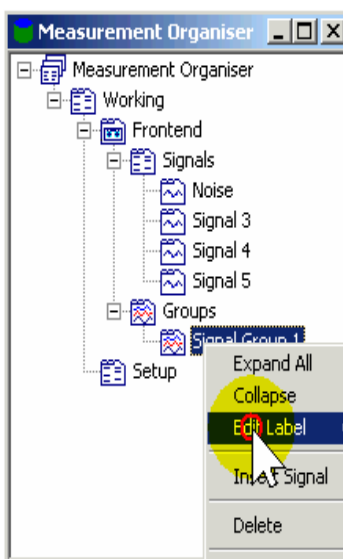


Fig. 3.26

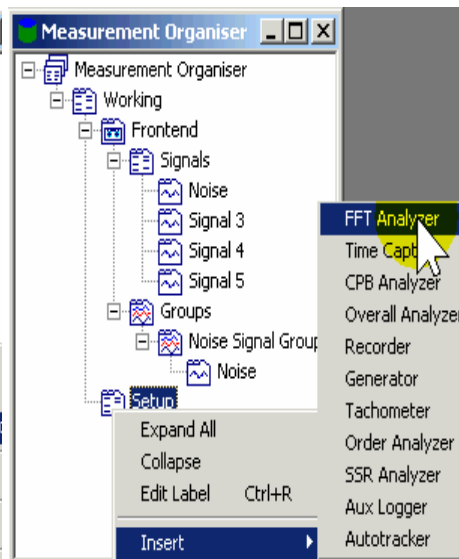


Fig. 3.27

Prin apăsarea butonului din dreapta al mous-ului pe grupul de semnale astfel definit, se alege *Insert Signal* pentru a face legătura cu semnalele ce se doresc a fi analizate.

Următorul pas este acela de a defini analizele ce se doresc a fi făcute pe semnal. Pentru aceasta, se apasă butonul din dreapta al mous-ului pe icoana *Setup* din fereastra *Measurement Organiser* și se alege *Insert*, având la dispoziție, conform figurii 3.27, diverse tipuri de analize a semnalului colectat, ca de exemplu:

- analizor FFT (*FFT Analyser*);
- analizor general (*Overall Analyser*) etc.

Dacă se alege *FFT Analyser*, printr-o nouă apăsare a butonului din dreapta al mous-ului pe acest tip de analizor, care s-a inserat sub *Setup*, se adaugă grupul de semnale ce se dorește a fi analizate, cu ajutorul comenzii *Insert Group* (v. fig. 3.28)

Measurement Organiser este „inima” programului PULSE și este bine ca aceasta să se înțeleagă de la început. Acest lucru poate fi ilustrat cel mai bine prin apăsarea butonului *Template* , care duce la activarea tuturor informațiilor privitoare la parametrii măsurați, numele date semnalelor, grupurilor de semnale și a tipurilor de analize alese. În același timp, prin activarea

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

butonului *Template* se generează o icoană verde numită *Input* (v. figura 3.29), care este tamponul (*buffer-ul*) unde se stochează datele măsurate.

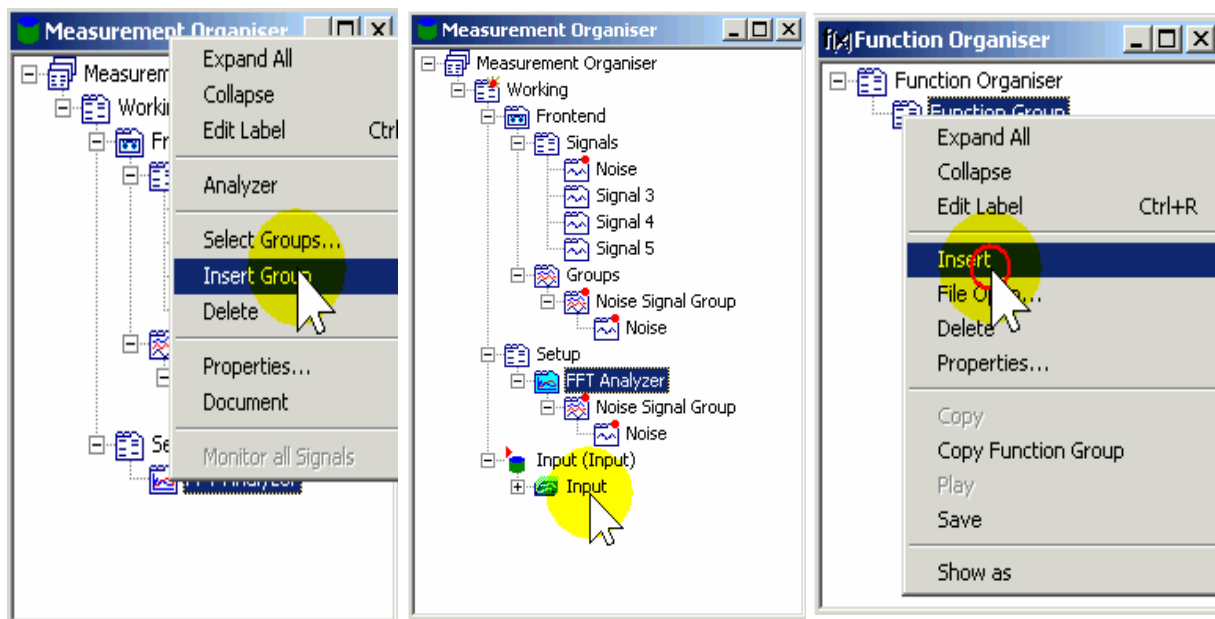


Fig. 3.28. Inserare grup semale Fig. 3.29. Activare buton *Template* Fig. 3.30. Inserare funcție

Function Organiser-ul este locul unde se calculează diversele funcții matematice pe baza datelor măsurate. În această fereastră se lucrează cu grupuri de funcții (*Function Group*), care nu trebuie confundate cu grupul de semnale (*Signal Group*).

Pentru a „spune” programului PULSE ce dorim să calculăm, se apasă butonul din dreapta al mous-ului (v. figura 3.30) pe *Function Group* și se alege *Insert*, care „aduce” funcția *Autospectrum* pentru semnalul analizat.

Se pot insera atâtea funcții cât se dorește, cu observația că la apelarea *Insert*, *Autospectrum* este funcția implicită. Dacă se dorește inserarea altei funcții, cu ajutorul comenzii *Properties* (vezi figura 3.30) se deschide fereastra de modificare conform celor indicate în figura 3.31, cu ajutorul căreia se alege funcția dorită.

Pentru afișarea evoluției în timp a funcțiilor alese, se apasă butonul din dreapta al mous-ului pe funcția respectivă (v. figura 3.31) și se alege *Show as*, având la dispoziție una din opțiunile *Classic display* sau *Modern display*.

În cazul în care se dorește o dispunere plăcută a funcțiilor pe monitor, în bara de instrumente este la dispoziție funcția *Window*, cu ajutorul căreia se poate alege între o dispunere în cascadă, o aranjare pe verticală (*Tile Vertically*) sau o aranjare pe orizontală (*Tile Horizontally*) a funcțiilor reprezentate.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Parcurgând pașii descriși în acest paragraf, programul este setat să se înceapă măsurătorile printr-o simplă apăsare a butonului Start  sau a tastei <F6>.

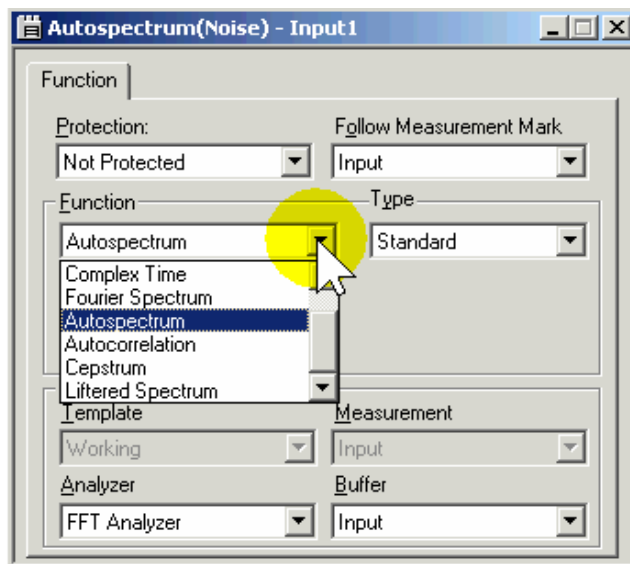


Fig. 3.31.

Afișare funcții

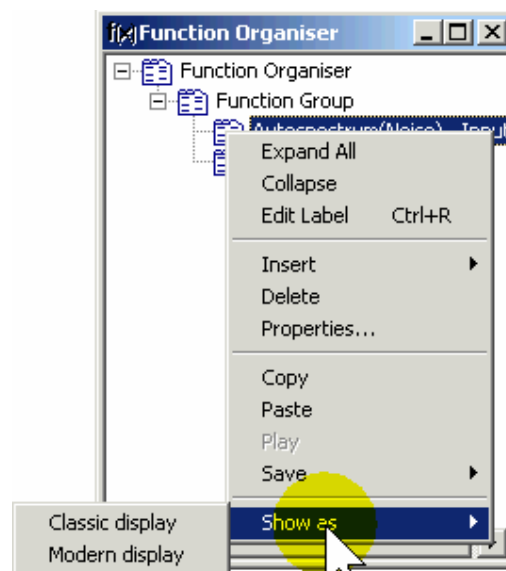


Fig. 3.32.

3.3.3 Setarea proiectelor PULSE de măsurare a vibrațiilor de la reductorul standului de probe

Pe baza celor descrise în paragrafele anterioare și pornind de la faptul că modulul de culegere a datelor achiziționat de U.E.M.R poate colecta și analiza simultan informațiile doar de pe două canale, s-au întocmit două proiecte PULSE, unul pentru procesarea semnalelor de pe axele X și Y a accelerometrelor (în direcția radială a rulmenților) și un al doilea proiect pentru procesarea semnalului de pe axa Z a accelerometrelor (direcția axială a rulmentului).

Celor două proiecte „Măsurare vibrații (X, Y)” și “Măsurare vibrații (Z)” li s-au atribuit fiecăruia în parte câte două *task*-uri principale: un *task* „Setări” și un *task* „Monitor”. Taskurile „Setări” ale celor două proiecte conțin câte două subtaskuri numite „Setare măsurători” și „Generare raport”, în timp ce taskurile „Monitor” conțin și ele două subtaskuri, „Reprezentare în timp” și „Reprezentare în frecvență”.

În cele ce urmează, se va descrie pe scurt modul în care s-au programat proiectele de măsurare a vibrațiilor, respectiv modul în care s-au definit taskurile descrise mai sus.

După cum se arată în figurile 3.33 (pentru proiectul „Măsurare vibrații (X, Y)”) și 3.34 (pentru proiectul „Măsurare vibrații (Z)”), subtaskurile “Setare măsurători” conțin ferestrele *Configuration Organizer*, *Measurement Organizer* și *Function Organizer*.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

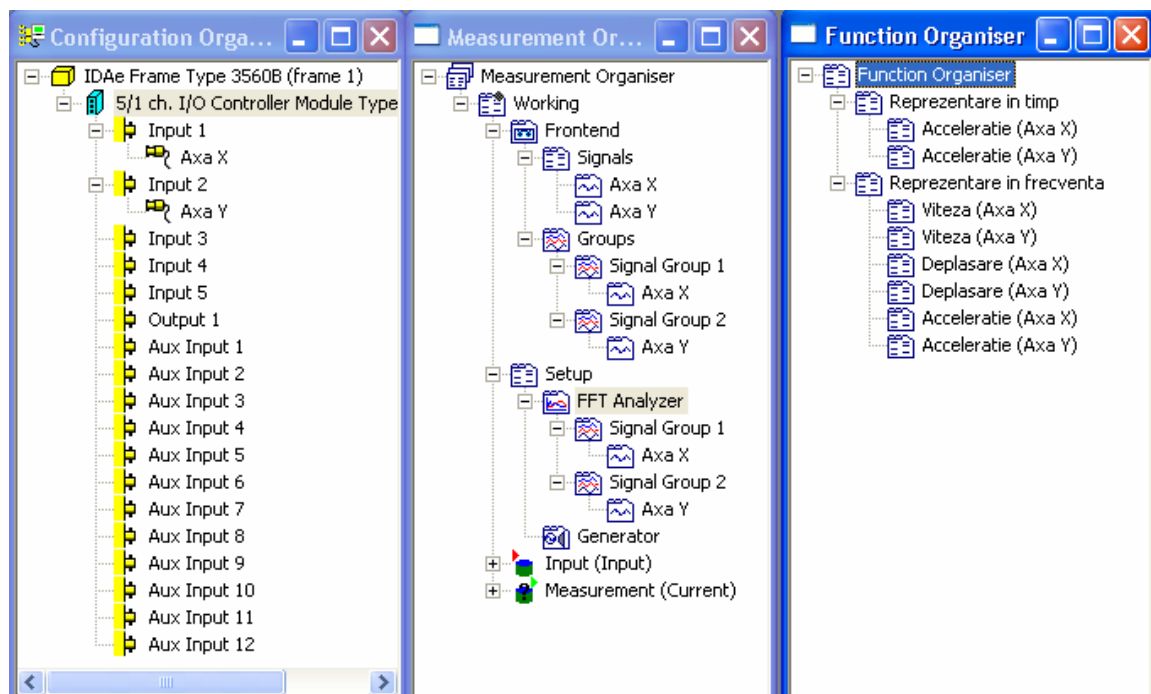


Fig. 3.33. Programare proiect „Măsurare vibrații (X, Y)”

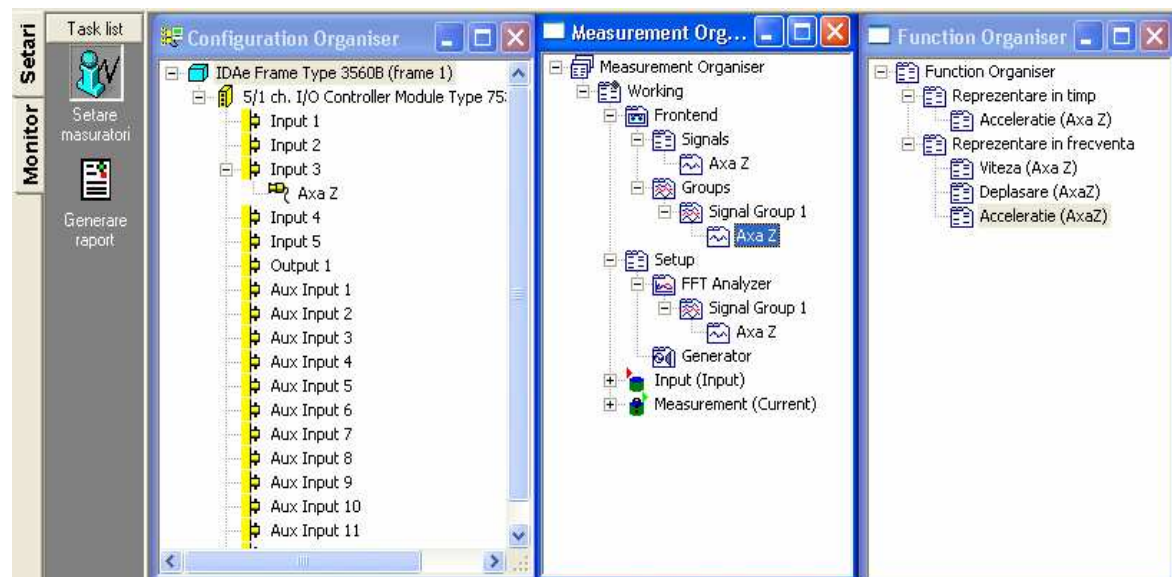


Fig. 3.34. Programare proiect „Măsurare vibrații (Z)”

În ferestrele *Configuration Organizer* și *Measurement Organizer*, intrărilor (*Input*) li s-au atașat semnalele (*Signals*) culese de accelerometrul triaxial, numindu-se pentru simplitate: „Axa X” și „Axa Y” pentru un proiect, respectiv „Axa Z” pentru celălalt proiect. Pentru fiecare din aceste semnale s-a definit câte un grup de semnale (*Signal Group*), cu un singur semnal atașat: el însuși.

În *Setup* s-a configurat execuția unei analize FFT (*FFT Analyser*) pentru grupurile de semnale definite (v. fereastra *Measurement Organizer*).

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

În ferestrele de *Function Organizer* s-a setat reprezentarea în timp a semnalelor culese (acclerații), respectiv reprezentarea în frecvență a semnalelor cărora li s-a aplicat analiza FFT . De reținut este faptul că doar funcțiile care sunt rezultatul unei analize FFT pot fi integrate simplu pentru obținerea vitezei vibrației, respectiv integrate dublu pentru obținerea deplasării date de vibrație.

În task-ul „Monitor” s-a reprezentat variația în timp a accelerațiilor (în subtask-ul numit „Reprezentare în timp”- v. figura 3.35, pentru proiectul „Măsurare vibrații (X, Y)”), respectiv variația în frecvență a vitezelor și accelerațiilor (v. figurile 3.36 și 3.37)

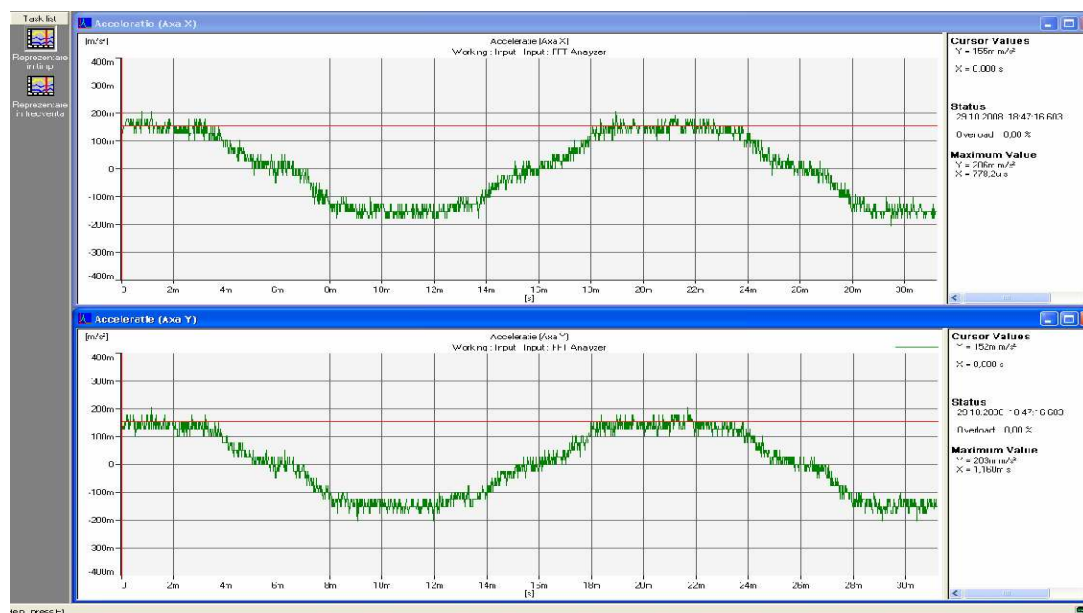


Fig. 3.35. Subtask „Reprezentare în timp”

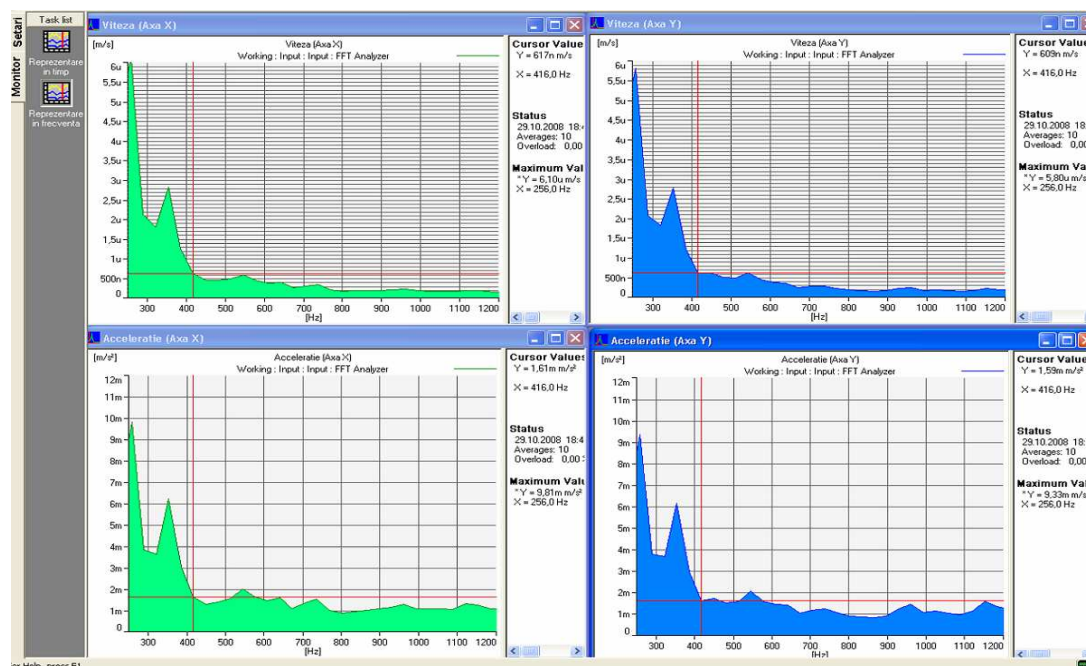


Fig. 3.36. Subtask „Reprezentare în frecvență” proiect „Măsurare vibrații (X, Y)”

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

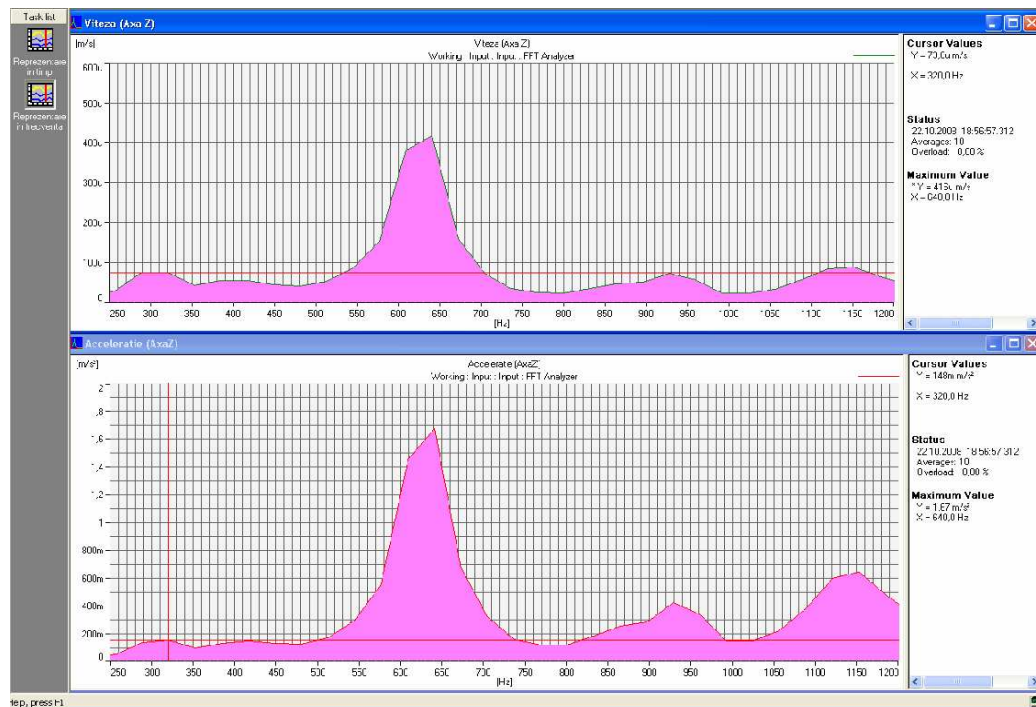


Fig. 3.37. Subtask „Reprezentare în frecvență” proiect „Măsurare vibrații (Z)”

Cele două proiecte au fost, de asemenea, setate să genereze rapoarte de măsurare automate ale reprezentărilor în frecvență a vitezelor și accelerațiilor măsurate pe fiecare lagăr în parte. Subtaskurile de generare raport au fost incluse în task-ul „Setări”, ferestrele aferente (Report Organizer) fiind reprezentate în figurile 3.38 și 3.39

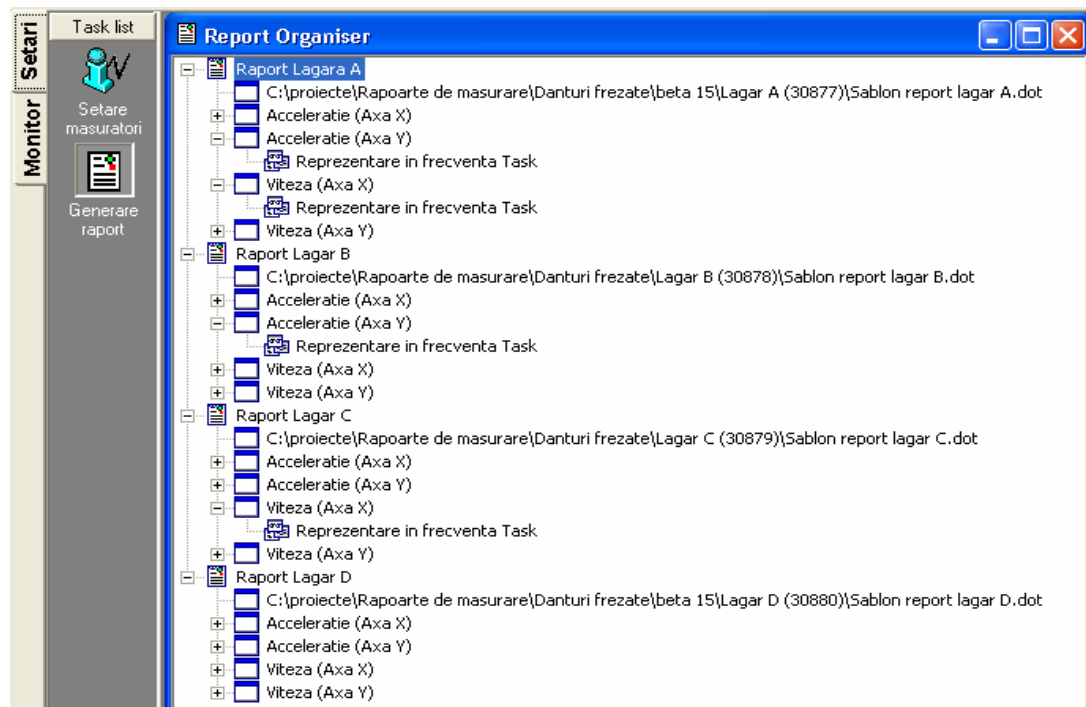


Fig. 3.38. Generare raport de măsurare proiect „Măsurare vibrații (X, Y)”

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

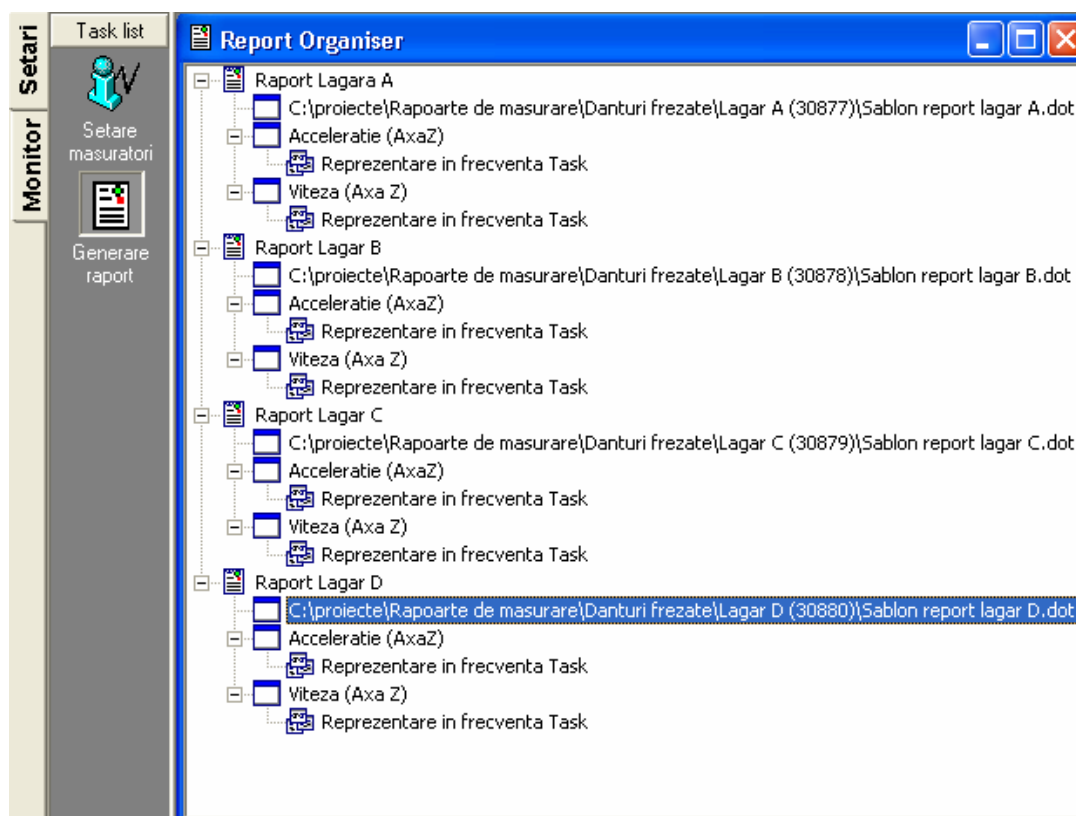


Fig. 3.39. Generare raport de măsurare proiect „Măsurare vibrații (Z)”

Raportul ce se generează inserează automat reprezentarea în frecvență a accelerațiilor și a vitezelor, având ca notă de cap (*header*) câteva detalii ce rămân neschimbate:

- suprafața danturilor (frezată/ rectificată/ teflonată);
- locul de măsurare (lagărul A/ B/ C/ D);
- unghiul de înclinație al danturii;
- seria accelerometrului,

dar și date care trebuie completate pentru fiecare măsurătoare în parte:

- turația motorului [rpm];
- momentul de frânare [Nm].

Spre exemplificare, în figura 3.40 se prezintă pagina 1 a unui de raport de măsurare generat cu ajutorul proiectului „Măsurare vibrații (X, Y)”.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Raport PULSE

Brüel & Kjær 

Suprafața danturilor : frezată

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

Locul de măsurare: Lagăr D

Accelerometru B& K tip 4524 B, seria 30880

Turația motorului: $n = 1.500$ rpm

Momentul de frânare : $T_2 = 35,5$ Nm

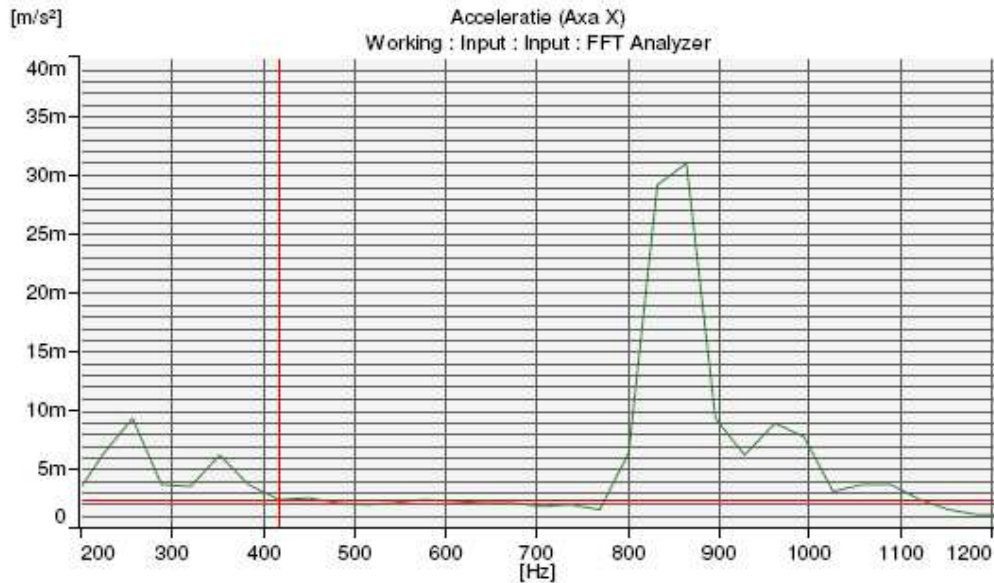


Figura 1: Acceleratie (Axa X)

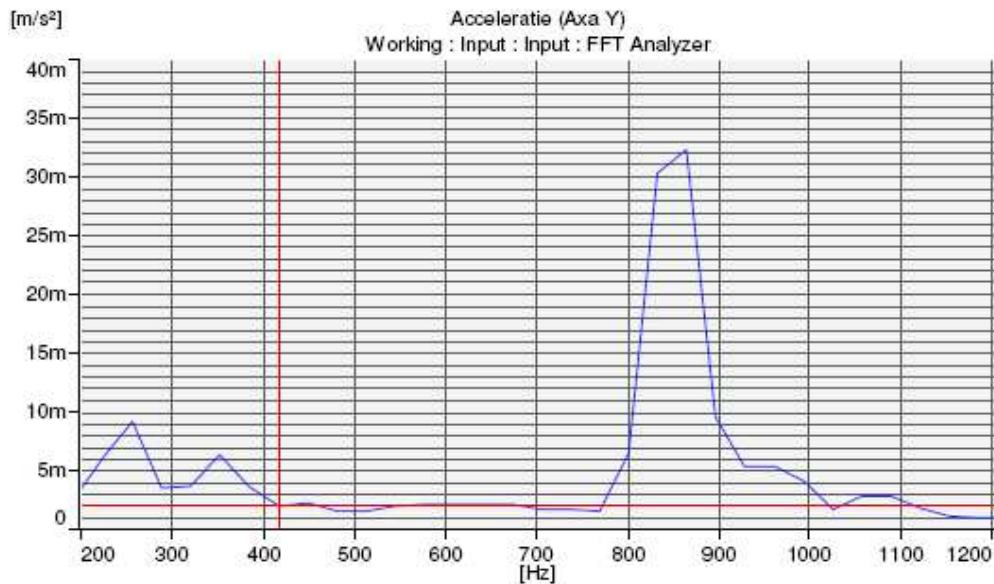


Figura 2: Acceleratie (Axa Y)

Raport generat cu PULSE LabShop Version 11.0
Raportul este proprietatea intelectuală a lui Zoltan KORKA

1

ZKO®

Fig. 3.40. Raport de măsurare PULSE

3.4 Concluzii și contribuții personale

Materialul prezentat în al treilea capitol al acestei lucrări conduce la următoarele observații și concluzii:

- transmisiile cu angrenaje sunt larg utilizate în construcția unor mașini și echipamente, în condițiile în care cerințele de calitate și fiabilitate sunt impuse de piață la un nivel tot mai ridicat;
- pentru verificarea calității și fiabilității se poate apela la programe de simulare numerică, dar se preferă testarea transmisiilor pe standuri de probă;
- standurile de testare a transmisiilor cu roți dințate se deosebesc fundamental din punct de vedere structural și funcțional în raport cu caracterul deschis sau închis al lanțului cinematic care le definește;
- Standurile de testare cu circuit deschis ridică probleme deosebite privind disiparea căldurii și uzarea intensă a frânei, acesta fiind principalul dezavantaj al schemei de testare. Ca avantaje, se pot enumera gradul relativ ridicat de universalitate și posibilitatea reproducerii pe stand, la un nivel de fidelitate bun, a condițiilor reale de lucru.
- Standurile de testare a transmisiilor cu roți dințate în circuit închis elimină din schemă elementul disipativ de energie și sistemele aferente de răcire, reducând semnificativ consumul energetic. Această caracteristică importantă indică standurile cu circuit închis pentru testare și rodarea transmisiilor cu roți dințate de mare putere.

În capitolul trei al prezentei lucrări se regăsesc unele contribuții personale ale autorului, printre care se pot enumera:

- conceperea și realizarea unui stand experimental de măsurare a vibrațiilor unui reductor cu roți dințate cilindrice;
- integrarea unui sistem de frânare (încărcare variabilă) a reductorului în cadrul standului de probă, cu ajutorul unei pompe cu roți dințate (pompă cu volum geometric constant);
- elaborarea unei metodologii de culegere și prelucrare a informațiilor primite de la sondele de vibrații Bruel & Kjaer;
- programarea sistemului de culegere a datelor cu ajutorul programului PULSE;
- conceperea și realizarea unui raport de măsurare a vibrațiilor, care să facă posibilă prezentarea unitară a datelor măsurate.

4. MODELAREA MATEMATICĂ A VIBRAȚIILOR UNEI TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE

4.1 Scurt istoric al modelelor matematice dezvoltate

Roțile dințate fac parte din categoria componentelor critice ale unei mașini rotative, fiind disponibilă o cantitate însemnată de literatură în domeniul modelării. Obiectivele modelării dinamice a transmisiilor cu roți dințate au variat în ultimele cinci decenii de la analiza vibrațiilor și controlarea zgomotului, la studiul erorii de transmitere (transmission error- TE se definește ca fiind diferența dintre poziția actuală a roții dințate și poziția ocupată de roată dacă transmisia mișcării s-ar realiza perfect) și analizele de stabilitate. Scopurile finale ale modelării roților dințate ar putea fi sintetizate după cum urmează:

- analiza solicitărilor de contact și încovoiere;
- reducerea uzurilor superficiale, cum ar pittingul;
- studiul randamentului transmisiei;
- studiul zgomotului radiat;
- influența asupra celorlalte elemente ale transmisiei, în special a rulmenților;
- frecvențele naturale ale sistemului;
- studiul mișcării vibratorii a sistemului;
- studii de fiabilitate și durată de viață.

Modelele propuse de diverșii investigatori arată variații considerabile, nu numai a efectelor, ci și a ipotezelor asumate. Chiar dacă este destul de dificilă o grupare a modelelor dezvoltate pentru studiul dinamic al roților dințate, Ozguven și Houser au încercat în 1988 [66] să realizeze o clasificare a acestor modele dinamice. În 1990, Houser [43] și Zakrajsek [93] au prezentat proiectele de cercetare în domeniul dinamicii și zgomotului roților dințate derulate în cadrul laboratorului de cercetare al universității statului Ohio, respectiv al centrului de cercetare Lewis din cadrul NASA. De asemenea, Du [12] a realizat în 1997 o clasificare pe grupe a diverselor modele dinamice ale transmisiei cu roți dințate.

Wang J [89] a realizat în 2003 următoarea clasificare a modelelor dinamice a transmisiei cu roți dințate:

- *Modele bazate pe analiza dintelui.* Există un număr foarte mare de studii care includ rigiditatea danturii ca unic element potențial de depozitare al energiei în cadrul sistemului. Acest grup include modele cu un singur dinte și modele cu o pereche de dinți. Pentru modelele cu un

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

singur dinte, obiectivul este, de obicei, analiza încărcării dintelui, în timp ce modelele cu o pereche de dinți se focusează de cele mai multe ori pe studiul solicitărilor de contact și analiza variației rigidității angrenării. La aceste modele se neglijează influența arborilor și a lagărelor, sistemul fiind, în general, modelat cu un singur grad de libertate, gen masă - resort. Unele modele s-au analizat utilizând și metoda elementului finit (FEM).

- *Modele pentru studiul dinamicii transmisiei cu roți dințate.* Aceste modele iau în seamă, pe lângă dinții aflați în angrenare, și alte elemente, ca de exemplu, rigiditatea arborilor și a lagărelor.

- *Modele care includ reductorul ca ansamblu.* Studiile din aceasta grupă de modele sunt considerate a fi cele mai avansate, toate elementele sistemului, inclusiv carcasa, fiind luate în seamă la elaborarea modelului matematic, indiferent de câte trepte are transmisia cu roți dințate.

În rezolvarea sistemului de ecuații se folosesc diverse tehnici numerice: de la sisteme continue sau modele cu element finit, la programe de calcul în cazul modelelor neliniare.

În anumite studii, obiectivul principal a fost determinarea frecvențelor naturale ale sistemului și pentru aceasta s-au făcut doar analize ale vibrației libere. Uzual, se analizează răspunsul dinamic al sistemului în cazul aplicării unei excitații definite. În cele mai multe cercetări, se determină răspunsul sistemului ca urmare al erorilor de angrenare sau al excitației parametrice produse de variația rigidității de-a lungul angrenării. Modelele construite în acest sens asigură fie o analiză a vibrației tranzitorii, fie o analiză a vibrației armonice, pe baza determinării inițiale a seriilor Fourier ale excitației. Există și studii care includ efectul nelinier cauzat de pierderea contactului pe parcursul angrenării dinților sau al frecării dintre dinții aflați în angrenare. Excitația este asumată ca urmare a încărcării de impact, făcându-se în acest caz o analiză tranzitorie de vibrații.

4.1.1 Modele bazate pe analiza dintelui

Caracteristica de bază a modelelor din această grupă este faptul că singura analiză ce se face are în vedere doar dintele roții dințate, celelalte elemente considerându-se a fi perfect rigide. Modelele sunt cu un singur dinte sau cu o pereche de dinți aflați în angrenare. În cazul modelelor cu un singur dinte, obiectivele privesc cel mai adesea studiul încărcării dintelui. Modelele cu o pereche de dinți se focusează cel mai adesea pe studiul solicitării de contact și pe analiza variației rigidității. Modelele care rezultă sunt fie de translație, fie torsionale. Modelele torsionale studiază vibrațiile dinților aflați în angrenare, în timp ce, la modelele de translație, dintele este asimilat cu o grindă

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

încăstrată la care se studiază vibrațiile forțate. La ambele modele, excitația care reprezintă eroarea de transmisie este simulată printr-o deplasare la nivelul angrenării.

În 1956, Nakada și Utagawa [59] au ținut seama în modelul lor de variația elasticității dintelui omolog, reducând vibrația perechii de roți dințate la un sistem liniar echivalent. Variația în timp a rigidității angrenării a fost aproximată cu o undă rectangulară, obținându-se soluții apropiate ale ecuațiilor exponențiale liniare pentru diverse cazuri de amortizare, la cercetările efectuate pe danturi cu profile exact prelucrate. Un alt model echivalent de masă și arc a fost introdus de Zeman [94] în 1957. El a neglijat variația rigidității angrenării și a analizat efectele de tranziție ale profilelor cu eroare periodică. Lucrarea din 1958 a lui Harris [22] a fost o contribuție importantă în care s-a cercetat eroarea de transmitere în trenurile de roți dințate, utilizându-se modele de roți foto-elastice. În modelul lui cu un singur grad de libertate, el a considerat trei surse interne ale vibrației: erorile de fabricație, variația rigidității dinților și neliniaritatea rigidității dintelui, ca urmare a pierderii contactului. Excitația a fost tratată ca fiind periodică, utilizându-se pentru soluționare o tehnică grafică (phase – plane technique). Se pare că Harris a fost primul care a scos în evidență importanța erorii de transmitere, arătând că, în cazul roților dințate cu viteză redusă, comportamentul lor poate fi sintetizat printr-un set de curbe de eroare de transmitere statică. De asemenea, el a fost primul care a anticipat instabilitatea dinamică apărută ca urmare a excitației parametrice a dinților aflați în angrenare.

În 1963, Gregory și colaboratorii [19, 20] au continuat cercetările teoretice ale lui Harris [21] și le-au comparat cu rezultate experimentale. Ei au asimilat, în modelul lor matematic, variația rigidității angrenării cu o sinusoidă, au tratat excitația ca fiind periodică și au rezolvat ecuațiile de mișcare, considerând amortizarea ca fiind zero și alternativ diferită de zero. Rezultatele experimentale și cele ale simulării numerice au confirmat dezbaterile lui Harris, potrivit căreia efectele neliniare devin semnificative atunci când amortizarea depășește valoarea critică. S-a concluzionat că atunci când amortizarea este puternică, se poate utiliza modelul matematic simplu al vibrației liniare amortizate. Aida și colaboratorii [2, 3, 4] au prezentat și ei, în perioada 1967-1969, alte exemple de cercetări din acest domeniu. Ei au modelat vibrația roților dințate, considerând ca sursă de excitație erorile de profil, erorile de divizare și variația rigidității angrenării. S-a considerat rigiditatea variabilă în timp, iar erorile de execuție ca fiind periodice, modelul fiind folosit pentru determinarea zonelor de stabilitate a vibrațiilor roților dințate. S-a făcut, de asemenea, o comparație cu măsurătorile experimentale.

Rollinger și Harker [71] au investigat în 1967 instabilitatea dinamică care ar putea apărea ca urmare a variației rigidității angrenării. Ei au utilizat un model cu un singur grad de libertate cu o masă echivalentă a inertiilor pinionului și roții. Variația rigidității angrenării a fost presupusă ca fiind armonică. Soluțiile ecuațiilor de mișcare rezultate, obținute cu ajutorul unui calculator analog, au

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

arătat că încărcarea dinamică poate fi redusă prin creșterea amortizării dintre dinții aflați în angrenare sau prin reducerea variației rigidității.

Tot în 1967, Tordion și Geraldin [77] au folosit un sistem dinamic echivalent, cu un singur grad de libertate, pentru determinarea erorilor de transmitere din măsurători experimentale ale vibrațiilor torsionale. Au construit, în primă fază, un model torsional cu mai multe grade de libertate pentru un sistem general de rotație cu roți dințate. Apoi, numai ecuațiile roților au fost considerate pentru obținerea modelului echivalent cu un singur grad de libertate, cu rigiditate constantă și o deplasare de excitație reprezentată de eroarea de transmitere. S-a propus ca eroarea de transmitere să fie folosită ca un nou concept pentru determinarea calității roților, în locul erorilor individuale.

În 1973, Wallace și Seireg [87] au folosit pentru un singur dinte metoda cu element finit pentru a analiza tensiunile, deformațiile și fisurarea unui dinte supus la încărcări dinamice. S-au aplicat impulsuri de forță în diferite puncte ale suprafeței dintelui, studiindu-se modul de variație al forței normale pe profilul dintelui. În același an, Wilcox și Coleman [92] au analizat, de asemenea, tensiunea la piciorul dintelui, dezvoltând o nouă formulă exactă de calcul a solicitării, bazată exclusiv pe metoda elementului finit. Au prezentat, de asemenea, o comparație între formula nouă și cea anterioară.

Remers [70] a prezentat în 1978 un model de vibrație amortizată în care eroarea de transmitere a fost reprezentată cu ajutorul unei serii Fourier. El a presupus amortizarea vâscoasă, rigiditatea perechii de dinți constantă și a considerat efectele erorilor de deplasare, încărcare și a modificărilor de profil.

Rebbechi și Crisp [69] au construit în 1983, pentru studiul vibrațiilor torsionale al perechii de roți dințate, un model cu trei grade de libertate, pe care l-au redus la unul cu două grade de libertate. Modelul lor a ținut seama de efectul de amortizare al dinților, de perturbațiile momentelor de torsiune de la intrare și ieșire și de abaterile de la cercul de bază ca urmare a erorilor de profil.

În 1985, Wang [88] a elaborat un model de studiu al vibrațiilor torsionale. Cercetările lui s-au concentrat pe evaluarea factorilor dinamici la roți dințate rigide, evaluându-se influența erorii de transmitere asupra încărcării dinamice.

La sfârșitul anilor 1980' Ramamurti și Rao [67] au prezentat un nou mod de abordare al analizei tensiunilor la roțile dințate, utilizând metoda elementului finit. Noutatea propusă, cu un sistem ciclic de dinți încărcăți asimetric, a permis, analizând un singur dinte, să se calculeze electronic distribuția de tensiuni din dinții adiacenți acestuia. Condițiile de limită, impuse de metoda convențională cu elemente finite, între doi dinți adiacenți, au fost evitate în abordarea lor.

În 1988, Vijayaker, Busby și Houser [86] au impus condițiile de contact prin frecare la modelul cu elemente finite, utilizând un algoritm de tip simplex. Ei au stabilit ecuațiile de contact

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

cu ajutorul coeficientului de frecare și le-au rezolvat pentru momente de torsiune cunoscute la roata de ieșire. În metoda lor cu elemente finite, au analizat problema în două dimensiuni, utilizând un element de tranziție liniar special cu cinci noduri, pentru a modela profilul evolventic cât mai exact cu putință. În același an, Ozguven și Houser [65] au prezentat un model non-liniar al unui sistem cu un singur grad de libertate, pentru analiza dinamică a unei perechi de roți dințate. În studiile lor, ei au dezvoltat două metode de calculul a dinamicii angrenajului, a forțelor pe dinte, rezultate din tensiuni și a erorii dinamice de transmitere din eroarea de transmisie încărcată static și obținută prin măsurare sau prin calcul. Prima metodă este una exactă, care ține seama atât de variația în timp a rigidității angrenajului, cât și de amortizare. A doua metodă este una, mai degrabă, aproximativă, la care se folosește variația în timp a rigidității angrenării.

În 1990, Sandurajan și Young [75] au dezvoltat o metodă cu elemente finite în trei dimensiuni, pentru îmbunătățirea preciziei de calcul a solicitărilor de contact și de la piciorul dintelui, la roți dințate de dimensiuni mari. Analiza cu element finit și softul de pre-procesare dezvoltate au simplificat introducerea datelor și efortul manual implicat de analiză. La schimbarea anumitor parametri, ca de exemplu dezalinierea, majoritatea matricilor de rigiditate nu au trebuit a fi recalculat. Ei au considerat problema contactului, utilizând condiții limită de contact, ceea ce a însemnat că aria de contact a fost definită în analiză. Un an mai târziu, Sundarajan și Amin [74] au analizat cu metoda elementului finit o coroană dințată, prezentând un alt program de calcul pentru soluționarea acestei probleme.

Condițiile de contact ale dinților sunt foarte sensibile la geometria suprafețelor de contact, ceea ce înseamnă că rețeaua elementelor finite din apropierea zonei de contact trebuie să fie foarte rafinată. Cu toate acestea, nu este recomandată o rețea fină în tot modelul, pentru a reduce, pe cât posibil, volumul de calcul. Vijayaker și Houser [86] au analizat în 1993 contactul roților dințate, combinând metodele cu element finit cu cea a suprafeței integrale. Ei au dezvoltat un pachet de programe ce analizează contactul, putând realiza calcule de contururi de tensiune, erori de transmitere, distribuția presiunii de contact și calculul distribuției sarcinii. Abordarea lor s-a bazat pe presupunerea că dincolo de o anumită distanță de zona de contact, metoda cu element finit prezice deformațiile, în timp ce metoda elastică a semispațiului e exactă în predicția deplasărilor relative în punctele din apropierea zonei de contact. Făcând aceste presupuneri, a fost posibilă predicția deplasărilor suprafețelor prin îmbinarea avantajoasă a metodei cu element finit, precum și a metodei de abordare a suprafeței integrale.

În 1994, Chen, Litvin și Shabana [8] au propus o abordare nouă pentru simularea pe calculator a angrenării roților dințate, care să permită determinarea elipsei instantanee de contact, a distribuția forței pe suprafața de contact și a amprenteii reale. De asemenea, au stabilit o metodă cu element finit pentru calculul tensiunii maxime de încovoiere la un dinte. Forțele de frecare dintre

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

dinții roților, deformația elastică a corpului roții și încovoierea arborelui au fost neglijate în modelul propus de ei.

4.1.2 Modele pentru studiul dinamicii transmisiei cu roți dințate

O parte din modelele matematice timpurii, în care s-a ignorat contribuția rigidității și masei arborilor care poartă roțile dințate, au confirmat măsurătorile experimentale. Oricum, la sfârșitul anilor 1960' și începutul anilor 1970' s-a înțeles necesitatea dezvoltării modelelor dinamice care să țină seama de flexibilitatea arborilor și a lagărelor. În afară de cazul în care rigiditatea acestor elemente era relativ mare sau mică în comparație cu rigiditatea angrenării, cuplul lor de vibrație nu poate fi neglijat. În general, s-a obținut un mare grad de corelație între rezultatele experimentale și cele ale simulării matematice, bazate pe modelele timpurii cu un grad de libertate. Acest lucru se poate explica prin faptul că standurile experimentale folosite satisfăceau în mare parte presupunerile făcute în elaborarea modelului matematic. De exemplu, un arbore foarte scurt poate fi considerat rigid atunci când este montat în direcție transversală. În aplicațiile practice însă, aceste presupuneri nu sunt tot timpul satisfăcute și atunci modelul trebuie generalizat prin luarea în considerare a elasticității, a masei și a altor elemente.

Modelele aparținând acestui grup sunt, mai de grabă, modele torsionale, în care se ține seama doar de rigiditatea la torsiune a arborilor pe care sunt montate roțile, sau modele de torsiune și translație, în care se ține seama atât de flexibilitatea transversală, cât și la torsiune a arborilor.

La începutul anilor 1960, Johnson [33] a dezvoltat un model matematic în care a înlocuit rigiditatea variabilă a angrenării cu una constantă, egală cu valoarea medie, obținând prin aceasta un sistem liniar. Cercetările lui au fost o primă încercare de a utiliza rigiditatea angrenării în a cupla vibrațiile torsionale ale arborilor. Mahaligam a prezentat un model similar în 1968 [57], în care a inclus și lagării pentru a studia efectele flexibilității carcusei și a batiului asupra vibrațiilor torsionale.

O importantă contribuție în acest domeniu a venit în 1970 din partea lui Kobler, Pratt și Thomson [41], care au concluzionat în rezultatele lor experimentale că zgomotul și încărcările dinamice rezultă, în primul rând, atunci când starea constantă de vibrații a unui sistem de roți dințate este amplificată de erorile de transmitere. Ei au dezvoltat un model dinamic cu șase grade de libertate, au presupus că rigiditatea transmisiei este constantă și au cunoscut analiza spectrală a erorii statice de transmitere la reductorul cu o treaptă. În 1971, Kasuba [38] a utilizat un model cu două grade de libertate dezvoltat pe baza cercetărilor anterioare [37], pentru a determina coeficientul încărcării dinamice la roți dințate încărcate puternic. El a utilizat un model de vibrații torsionale în care a luat în considerare rigiditatea torsională a arborilor. A susținut, de asemenea, că

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

rigiditatea arborilor de legătură este mult mai mică decât rigiditatea dinților aflați în angrenare, astfel încât a decuplat sistemul aflat în angrenare. Eroarea dintelui aflat în angrenare a fost reprezentată ca funcție pur sinusoidală având frecvența egală cu cea a angrenării. În modelul lui, rigiditatea dinților aflați în angrenare a fost considerată variabilă în timp.

În 1972, Wang și Morse [91] au construit un model torsional în care au inclus rigiditatea arborilor, considerând rigiditatea angrenării constantă. Modelul a fost reprezentat de o masă și un resort, cu multe grade de libertate. S-a folosit tehnica matricii de transfer, pentru a da răspunsul vibrației de torsiune statică și dinamică a unui sistem general de tren de roți dințate. S-a demonstrat că frecvențele naturale de vibrație și forma modală determinate prin analiza vibrațiilor libere concordă, la frecvențe reduse, cu rezultatele experimentale. Mai târziu (1974), Wang și-a extins cercetările [90] asupra analizei lineare și non-lineare a sistemelor torsionale complexe de trenuri de roți dințate. În acest model ulterior, el a luat în considerare variația rigidității dinților, incluzând jocul de flanc, elementele de amortizare lineare și non-lineare, precum și încărcările suplimentare datorate șocurilor. S-au expus pe scurt în lucrare trei metode numerice diferite care pot fi utilizate în soluționarea sistemelor nelineare care nu pot fi linearizate individual.

În anii 1980' s-au dezvoltat, pe de-o parte, modele din ce în ce mai complexe, pentru a include și alte efecte, în scopul obținerii unor simulări cât mai exacte, dar și modele mai simple pentru simularea dinamică a roților standard. În 1980, Iida [28] a investigat simultan vibrațiile de torsiune și încovoiere a unui arbore dintr-un sistem cu roți dințate, la care a presupus că arborele de ieșire este flexibil la încovoiere, în timp ce arborele de intrare s-a asumat a fi rigid. A derivat ecuațiile de mișcare a unui sistem cu șase grade de libertate (6-DOF), la care roata conducătoare avea un grad de libertate la torsiune, în timp ce roata condusă avea gradele de libertate x , y și la torsiune, ca urmare a dezechilibrului și excentricității geometrice. S-a presupus, pe parcursul transmiterii mișcării, un contact permanent a dinților în angrenare și s-au asumat dinți rigizi. Patru ani mai târziu, Iida și Tamura [29] au continuat să studieze vibrațiile cuplate de torsiune și încovoiere pe un modelul constând din trei arbori.

Neriya a cercetat și el în 1985 [60] vibrațiile cuplate de torsiune și încovoiere a unei transmisii cu roți dințate, ca urmare a dezechilibrului și a excentricității geometrice. Diferența față de cercetarea lui Iida a constatat în folosirea metodei cu element finit în rezolvarea problemei. A fost propus un model cu câte șase elemente de carioaj pentru fiecare dintre arborii conducători și condus care au fost cuplați la contact, pentru a lua în bilanț flexibilitatea dinților, modelul având în total 41 de grade de libertate. Problema de vibrații a fost rezolvată prin obținerea frecvențelor naturale și a formei modale. Analiza modală a fost folosită pentru obținerea răspunsului dinamic al sistemului, ca urmare a excitației rezultate din dezechilibru și excentricitatea geometrică a roților dințate.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

După cum s-a expus până acum, rigiditatea angrenării a fost considerată în cercetările timpurii ca fiind constantă. Iwatsubo și Kawai au studiat în 1984 [31] efectul însumat al vibrațiilor torsionale și laterale la rotori dințați analizând în principal efectul variației periodice a rigidității angrenării și corecțiile de profil aplicate danturii. Modelul lor a fost unul cu două roți dințate montate pe câte un rotor simplu, studiul lor analizând condiția de stabilitate a sistemului. În același an, ei au continuat cercetările [32], analizând efectul însumat al vibrațiilor torsionale și laterale cu ajutorul metodei cu matrice de transfer. În analiza lor, au considerat trei cazuri de vibrații libere ale sistemului:

1. Forța din angrenare a fost o funcție a rotației fiecăreia dintre roți;
2. Forța din angrenare a fost o funcție a rotației și încovoierii fiecăreia dintre roți;
3. Sistemul nu a fost cuplat prin roțile dințate.

S-a calculat, de asemenea, vibrația forțată cauzată de dezechilibrul roților dințate.

O nouă temă: simularea pe calculator a vibrațiilor de torsiune și încovoiere, a fost cercetată de Laschet și Troeder în 1984 [54]. Ei au dezvoltat programe pe calculator, aplicând tehnici de simulare pentru predicția și analiza performanțelor trenurilor de roți dințate. Particularitatea cercetării lor a constat în includerea jocului de flanc al roților dințate, programul lor putând folosi direct rezultatele programelor de calcul geometric al roților dințate.

În 1985, Wang [88] a dezvoltat un model pur de torsiune. El s-a concentrat pe o evaluare analitică a factorilor dinamici, bazându-se pe un sistem rigid și a discutat diverse cazuri în care eroarea de transmitere are efecte suprapuse încărcării dinamice.

Tavares și Prodonoff au propus în 1986 [76] un nou mod de abordare pentru analiza vibrațiilor torsionale din sistemele de distribuție cu roți dințate. Roțile intermediare ale sistemului de distribuție au fost modelate ca făcând parte din momentul de inerție al roților principale, ei folosind metoda cu element finit în abordarea lor. În același an, Umezawa [78] a construit un stand de încercare a roților dințate cu un arbore de intrare, un contra- arbore și un arbore de ieșire. Roțile au fost plasate în mod arbitrar pe arborii lor, astfel încât efectul contra-arborelui a devenit clar în privința vibrațiilor de încovoiere și a radiației sunetului. Aproape simultan, Iida [30] a cercetat un sistem de roți dințate cu trei axe, puțin diferit față de standul lui Umezawa, în primul rând, prin lărguirea ușoară a contra-arborelui și, în al doilea rând, prin faptul că modelul propus a fost unul combinat de vibrații torsionale și laterale.

În 1992, a fost dezvoltat de către Kahraman [35] un model rotativ de roți dințate lărguite flexibil. Eroarea de transmitere a fost aplicată în punctul de angrenare, pentru a simula rigiditatea variabilă a angrenării. S-au prezentat ca exemple numerice trei transmisii diferite și s-a discutat efectul lărguirii asupra dinamicii roților dințate. Roțile în angrenare au fost modelate ca o pereche

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

de discuri rigide legate între ele printr-un arc și un amortizor cu valoare constantă, asumându-se că dinții rămân permanent în contact.

Un alt model prezentat în 1993 de către Kahraman [36] a fost unul dinamic linear, pentru o pereche de roți dințate. Acest model a luat în considerare flexibilitatea arborelui și a lagărelor și mișcările sacadate datorate angrenării. S-au simulat frecvențele naturale și formele modale, precum și răspunsul forțat datorat erorii de transmitere.

În 2004, Khang [39] a modelat o transmisie cu roți dințate cu scopul final de a predicționa starea roților dințate pe baza analizei frecvențelor de vibrații. În cercetarea sa, roțile dințate s-au modelat ca o pereche de discuri rigide legate între ele, de - a lungul liniei de angrenare, de un resort și un amortizor. Modelul a ținut seama de influența erorilor de transmisie, care au fost simulate de o deplasare de excitație la angrenare. Rigiditatea angrenării s-a exprimat printr-o funcție variabilă în timp, presupunându-se că angrenarea transmite un moment de torsiune ridicat și fără joc de flanc. S-a neglijat frecarea din procesul de angrenare și amortizarea s-a presupus a fi constantă.

4.1.3 Modele care includ reductorul ca ansamblu

Modelele de cercetare prezentate în acest paragraf se consideră evaluate, deoarece analizele tradiționale menționate anterior s-au concentrat doar pe sistemul rotativ interior, excluzând efectele dinamice ale carcasei și montajului flexibil. Modelele din această grupă se concentrează asupra analizelor dinamice a transmisiilor cu roți dințate în ansamblu, adică incluzând, pe lângă perechea de roți, arborii, lagării, carcasa și montajul rigid sau flexibil al reductorului pe fundație.

În 1991, Lim și Singh [56] au prezentat un studiu detaliat analizând vibrația unui reductor complet. Cercetarea lor s-a bazat pe studiile anterioare, ei dezvoltând un model dinamic discret linear și invariabil în timp, luând în discuție trei analize de caz:

cazul I: o transmisie cu roți dințate cu o singură treaptă, cu carcasă rigidă și montaj flexibil;

cazul II: o transmisie cu roți dințate cu o singură treaptă, cu carcasă rigidă și montaj rigid;

cazul III: o transmisie foarte precisă cu roți dințate cu o singură treaptă, cu carcasă flexibilă și montaj rigid.

Pentru cuplarea roților dințate s-a folosit matricea rigidității transmisiei și matricea rigidității lagărelor pentru a cupla arborii cu carcasa. În modelul lor cu elemente finite, roata, pinionul, motorul și mașina antrenată au fost simulate ca mase și elemente de inerție generalizate, în timp ce rigiditatea transmisiei și a lagărelor au fost modelate ca matrici hexa-dimensionale de rigidități generalizate. Pentru analiza modelului propus, au folosit softul ANSYS cu elemente finite. S-a făcut un studiu parametric al efectelor rigidității carcasei, respectiv a tipului de montaj (rigid sau

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

flexibil) asupra frecvențelor naturale ale sistemului, prezentându-se o comparație a vibrației carcasei între rezultatele simulării și cele experimentale.

Tot în 1991, Choy [9] a prezentat o analiză a vibrațiilor pe o transmisie cu roți dințate cu mai multe trepte. Pentru investigarea efectului vibrațiilor carcasei au fost investigate patru surse majore de excitație externă. De asemenea, a fost angajată metoda modală pentru transformarea ecuațiilor de mișcare în coordonate modale, cu scopul rezolvării sistemului de ecuații necuplate. S-a concluzionat că influența rigidității carcasei asupra sistemului vibrator este mai pronunțată în sistemele rotative rigide. În același an, El- Saeidy Fawsi [13] a prezentat un model analitic pentru simularea efectelor jocului de flanc din angrenaj și a jocului radial din rulmenții cu bile asupra spectrului de vibrații al unui reductor. Contactul dintre dinții aflați în angrenare a fost discutat pe baza variației în timp a rigidității angrenării și a factorului de amortizare al angrenării. Studiul a concluzionat că jocul de flanc din angrenaj și jocul radial din rulmenții cu bile au un efect pronunțat asupra spectrului de vibrații al reductorului. În acest model, carcasa s-a presupus a fi rigidă. Din păcate, nu au existat rezultate experimentale care să verifice rezultatele analitice ale cercetării.

Un an mai târziu, Choy a continuat cercetările [10] pe sistemul cu mai multe trepte de roți dințate. Rezultatele acestor cercetări au dus la dezvoltarea și aplicarea unei propuneri combinate de sinteză modală și metodă cu element finit în analiza dinamică a sistemului cu mai multe trepte de roți dințate, ținând seama de structura carcasei. Au fost dezvoltate ecuații de mișcare modală pentru fiecare axă de rotație în parte (arbore, roată dințată, lagăr), utilizându-se metoda matricii de transfer pentru evaluarea parametrilor modali, în timp ce caracteristicile modale ale structurii carcasei au fost evaluate utilizându-se modelul cu element finit NASTRAN. Ecuațiile modale ale fiecărei axe de rotație și structura carcasei au fost cuplate prin intermediul lagărelor și a angrenării.

Modelul analitic al acestei cercetări a fost utilizat în 1993 pentru predicția caracteristicilor dinamice ale echipamentului de măsurare a zgomotelor roților dințate din centrul de cercetări Lewis din cadrul NASA, rezultatele experimentale fiind folosite pentru verificarea modelului matematic. S-a concluzionat [11] că dinamica unei carcase poate fi modelată exact cu un număr limitat de moduri de vibrație și că tendința (trendul) și caracteristica spectrului de vibrații al carcasei predicționate de modelul analitic au fost foarte similare celor măsurate experimental.

Majoritatea analizelor dinamice ale reductoarelor se pare că s-au preocupat de răspunsul lor dinamic și caracteristicile vibrației. În 1994, Sabot și Peret- Liaudet [73] au prezentat un alt studiu, și anume: analiza de zgomot a unei cutii de viteze. Ei au subliniat că o parte supărătoare a zgomotelor unui automobil sau ale cabinei unui camion pot fi atribuite cutiei de viteze și că acest zgomot poate fi asociat de vibrațiile induse de eroarea de transmitere care duce la creșterea încărcării dinamice pe dinți, arbori, lagăre și carcasă. Ei au calculat electronic zgomotul radiat de carcasa cutiei de viteză folosindu-se de integrale Raileigh, în care răspunsul de accelerație al

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

carcasei s-a determinat cu metoda elementului finit. Cercetările experimentale s-au făcut pe un reductor simplu, confirmând rezultatele modelării matematice și contribuind la o mai bună înțelegere a fenomenului de radiație a sunetului de către transmisiile cu roți dințate.

În același timp, Kato [34] a dezvoltat o metodă de simulare prin integrarea metodei cu element finit și analizei de zgomot ale elementelor de frontieră, cu scopul de a evalua puterea sonoră radiată de un reductor și de a fi în bun acord cu rezultatele experimentale. În modelul său, fiecare arbore a fost modelat cu ajutorul elementelor tip grindă, masa și inerția de rotație a roților dințate fiind modelate ca mase concentrate adăugate la arbori. Lagării au fost reprezentați de câte un arc și un amortizor, în timp ce carcasa a fost discretizată în elemente finite cu ajutorul programului ISAP-6. Analiza acustică în domeniul frecvențelor a demonstrat că puterea sonoră în domeniul frecvenței angrenării a fost mai mare decât la alte frecvențe.

S-au făcut, de asemenea, cercetări variate având ca țință a modelării un element mecanic singular, un sistem complex conținând diferite roți dințate și/ sau alte elemente mecanice și pe alte teme precum:

- rigiditatea angrenării;
- rigiditatea lagărilor;
- arborii în transmisiile cu roți dințate;
- analiza carcasei unui reductor;
- măsurarea erorii de transmitere;
- geometria roților dințate;
- proiectarea zgomotului roților dințate;
- modificări ale geometriei roților dințate;
- roți dințate nemetalice.

Wang J. [89] a făcut în 2003 o sinteză a acestor teme de cercetare cu indicarea principalelor surse bibliografice pe fiecare temă în parte.

4.2. Modelul mecanic cu un grad de libertate (1 DOF)

Pe baza bibliografiei expuse în paragraful anterior, un model mecanic cu un grad de libertate (1 DOF), al unei perechi de roți dințate aflate în angrenare se prezintă în figura 4.1. Angrenarea poate fi modelată ca o pereche de discuri rigide legate între ele, de - a lungul liniei de angrenare, de un resort și un amortizor.

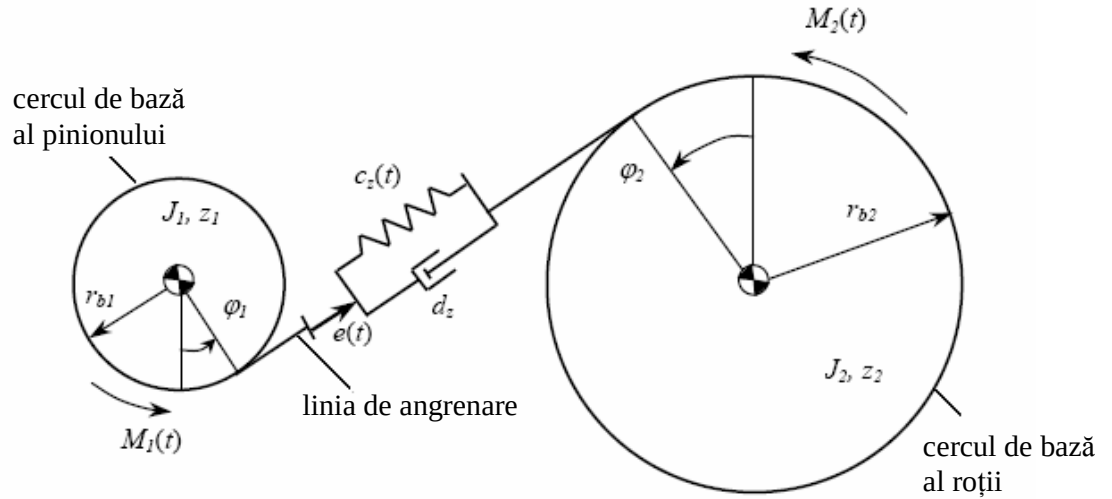


Fig. 4.1. Modelul mecanic cu un grad de libertate (1 DOF),

Modelul ține seama de influența erorilor de transmitere, care sunt simulate de o deplasare de excitație $e(t)$ la angrenare. Aceste erori de transmitere au surse multiple, ca de exemplu: deformațiile danturii sub sarcină, erorile de divizare, erori de profil cauzate de abaterile de prelucrare, dar și pittingul și uzura flancurilor dinților. Rigiditatea angrenării $c_z(t)$ este exprimată printr-o funcție variabilă în timp. Se presupune că angrenarea transmite un moment de torsiune ridicat și fără joc de flanc. Se neglijează frecarea din procesul de angrenare, deoarece, în particular, coeficientul de frecare este mic (aproximativ 6%). Amortizarea vâscoasă d_z se presupune a fi constantă.

Legile de mișcare a sistemului se pot scrie cu ajutorul ecuațiilor diferențiale:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + r_{b1} c_z(t) [r_{b1} \dot{\varphi}_1 + r_{b2} \dot{\varphi}_2 + \dot{e}(t)] + r_{b1} d_z [r_{b1} \dot{\varphi}_1 + r_{b2} \dot{\varphi}_2 + \dot{e}(t)] = M_1(t) \quad (4.1)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + r_{b2} c_z(t) [r_{b1} \dot{\varphi}_1 + r_{b2} \dot{\varphi}_2 + \dot{e}(t)] + r_{b2} d_z [r_{b1} \dot{\varphi}_1 + r_{b2} \dot{\varphi}_2 + \dot{e}(t)] = M_2(t) \quad (4.2)$$

unde:

φ_i , $\dot{\varphi}_i$, $\ddot{\varphi}_i$ ($i= 1, 2$) sunt unghiurile de rotație, viteza unghiulară și accelerația unghiulară ale pinionului, respectiv roții .

J_1 și J_2 sunt momentele de inerție ale roților;

$M_1(t)$ și $M_2(t)$ sunt momentele exterioare aplicate asupra sistemului;

r_{b1} și r_{b2} sunt razele cercurilor de bază ale roților.

Introducând coordonata compusă

$$q = r_{b1} \varphi_1 + r_{b2} \varphi_2 \quad (4.3)$$

ecuațiile (4.1) și (4.2) pot fi scrise sub forma unei singure ecuații diferențiale de forma:

$$m_{red} \ddot{q} + c_z(t) q + d_z \dot{q} = F(t) - c_z(t) e(t) - d_z \dot{e}(t) \quad (4.4)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

unde:

$$m_{red} = \frac{J_1 J_2}{J_1 r_{b2}^2 + J_2 r_{b1}^2} ; \quad F(t) = m_{red} \left(\frac{M_1(t) r_{b1}}{J_1} + \frac{M_2(t) r_{b2}}{J_2} \right) \quad (4.5)$$

Pentru o pereche de roți dințate aflate în angrenare, rigiditatea angrenării $c_z(t)$ poate fi calculată cu ajutorul unor programe speciale (de exemplu LVR), pe baza metodei elementului finit, sau poate fi aproximată prin reprezentarea trunchiată de serii Fourier:

$$c_z(t) = c_0 + \sum_{k=1}^K c_k \cos(k\omega_z t + \gamma_k) \quad (4.6)$$

ω_z este viteza unghiulară a angrenării și K este numărul de termeni ai seriei.

În general, componentele erorii de angrenare nu sunt identice la fiecare dinte și vor produce, în consecință, deplasări de excitație periodice cu rotația roții (adică se repetă de fiecare dată când dintele respectiv este în contact). De aceea, funcția de excitație $e(t)$ poate fi reprezentată printr-o serie Fourier cu frecvența principală corespunzătoare vitezei de rotație a roții. În cazul în care se consideră că erorile sunt localizate doar la dantura pinionului, $e(t)$ poate fi scris sub forma:

$$e(t) = \sum_{i=1}^I e_i \cos(i\omega_1 t + \alpha_i) \quad (4.7)$$

unde ω_1 este viteza unghiulară sau frecvența de rotație a pinionului

Se presupune că atunci când $\dot{\varphi}_1 = \omega_1 = \text{const}$, $\dot{\varphi}_2 = \omega_2 = \text{const}$, $d_z = 0$, $c_z(t) = c_0$ eroarea dinamică de transmitere a perechii de roți dințate q este egală cu deformația statică a dintelui sub sarcină constantă q_0 .

Deci:

$$q = r_{b1}\varphi_1 + r_{b2}\varphi_2 = q_0 \quad (4.8)$$

Adică, ecuația (4.4) devine:

$$F(t) \approx F_0(t) = c_0 q_0 + c_0 e(t) \quad (4.9)$$

Pe baza celor de mai sus, ecuația vibrației unei perechi de roți dințate se poate scrie ca o ecuație diferențială de forma:

$$m_{red}\ddot{q} + c_z(t)q + d_z\dot{q} - f(t) = 0 \quad (4.10)$$

unde:

$$f(t) = c_0 q_0 - [c_z(t) - c_0]e(t) - d_z \dot{e}(t) \quad (4.11)$$

Luând în considerare 4 coeficienți dominanți c_0, c_1, c_2, c_3 în seria Fourier a rigidității angrenării, exprimată prin expresia (4.6) :

$$c_z(t) = c_0 + \sum_{k=1}^3 c_k \cos(k\omega_z t + \gamma_k) = c_0 + \sum_{k=1}^3 (\hat{c}_k \cos k\omega_z t + \hat{s}_k \sin k\omega_z t) \quad (4.12)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

unde $\omega_z = z_1 \omega_1$ și funcția de excitație $e(t)$ exprimată de primii ei doi termeni din seria Fourier:

$$e(t) = \sum_{k=1}^2 e_k \cos(k\omega_1 t + \alpha_k) \quad (4.13)$$

Substituind expresiile (4.12) și (4.13) în ecuația (4.11), obținem:

$$\begin{aligned} f(t) = & c_0 q_0 + d_z e_1 \omega_1 \sin(\omega_1 t + \alpha_1) + 2d_z e_2 \omega_1 \sin(2\omega_1 t + \alpha_2) - \\ & - \frac{e_1}{2} \sum_{k=1}^3 \{ \hat{c}_k \cos[(kz_1 - 1)\omega_1 t - \alpha_1] + \hat{s}_k \sin[(kz_1 - 1)\omega_1 t - \alpha_1] + \\ & + \hat{c}_k \cos[(kz_1 + 1)\omega_1 t + \alpha_1] + \hat{s}_k \sin[(kz_1 + 1)\omega_1 t + \alpha_1] \} - \\ & - \frac{e_2}{2} \sum_{k=1}^3 \{ \hat{c}_k \cos[(kz_1 - 2)\omega_1 t - \alpha_2] + \hat{s}_k \sin[(kz_1 - 2)\omega_1 t - \alpha_2] + \\ & + \hat{c}_k \cos[(kz_1 + 2)\omega_1 t + \alpha_2] + \hat{s}_k \sin[(kz_1 + 2)\omega_1 t + \alpha_2] \} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Pe baza formei analitice a funcțiilor $c_z(t)$ respectiv $f(t)$ și utilizând metoda balanței armonice, soluția ecuației diferențiale (4.10) poate fi aproximată cu expresia:

$$\begin{aligned} q(t) = & a_0 + \sum_{k=1}^3 (a_k \cos k\omega_1 t + b_k \sin k\omega_1 t) + \sum_{k=1}^3 [a_{kz_1-2} \cos(kz_1 - 2)\omega_1 t + \\ & + b_{kz_1-2} \sin(kz_1 - 2)\omega_1 t + a_{kz_1-1} \cos(kz_1 - 1)\omega_1 t + b_{kz_1-1} \sin(kz_1 - 1)\omega_1 t + \\ & + a_{kz_1} \cos(kz_1)\omega_1 t + b_{kz_1} \sin(kz_1)\omega_1 t + a_{kz_1+1} \cos(kz_1 + 1)\omega_1 t + \\ & + b_{kz_1+1} \sin(kz_1 + 1)\omega_1 t + a_{kz_1+2} \cos(kz_1 + 2)\omega_1 t + b_{kz_1+2} \sin(kz_1 + 2)\omega_1 t] \end{aligned} \quad (4.15)$$

4.3 Modelul mecanic cu trei grade de libertate (3 DOF)

Atunci când rigiditatea, respectiv elasticitatea lagărelor și a arborilor nu pot fi neglijate, se apelează la modele mecanice cu trei grade de libertate (3 DOF). Un astfel de model se prezintă în figura 4.2. La fel ca și la modelul cu un grad de libertate, angrenarea este modelată ca o pereche de discuri rigide legate între ele, de - a lungul liniei de angrenare, de un resort și un amortizor. În plus față de modelul prezentat anterior, arborii și lagăriile se consideră elastici, fiecare dintre discuri fiind susținute de câte un arc și un amortizor având constantele elastice c_1 și c_2 , respectiv coeficienții de amortizare vâscoasă d_1 și d_2 . De asemenea, între pinion și roată există un joc de flanc reprezentat de mărimea $2b$. Rigiditatea angrenării $c_z(t)$, și eroarea statică de transmitere $e(t)$ se consideră variabile în timp, iar amortizarea vâscoasă se notează tot cu d_z .

Se definește eroarea dinamică de transmitere:

$$y_d(t) = y_1 + r_{b1} \varphi_1(t) - y_2 - r_{b2} \varphi_2(t) \quad (4.16)$$

Diferența dintre eroarea dinamică de transmitere și eroarea statică de transmitere $e(t)$ este dată de relația:

$$y(t) = y_1 + r_{b1} \varphi_1(t) - y_2 - r_{b2} \varphi_2(t) - e(t) \quad (4.17)$$

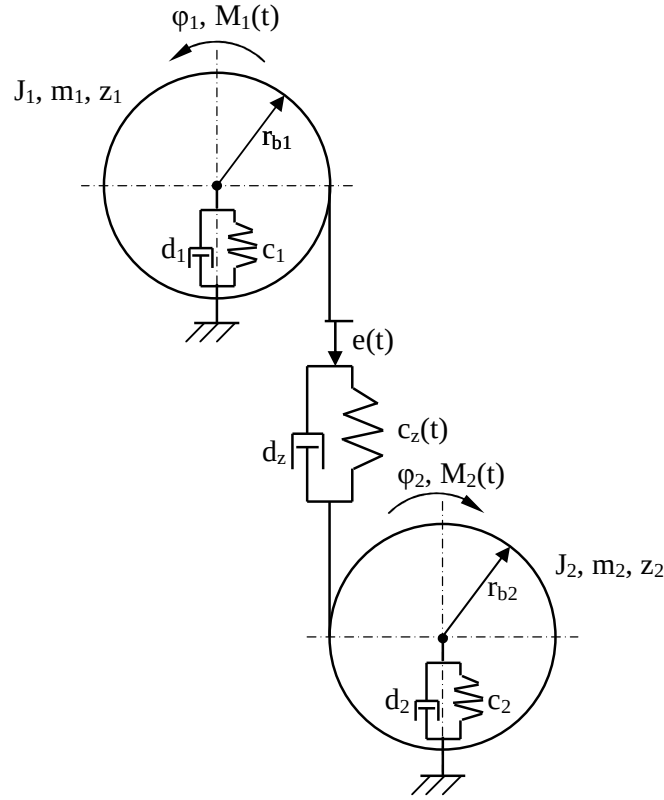


Fig. 4.2. Modelul mecanic cu trei grade de libertate (3 DOF)

Forța din angrenare este dată de relația:

$$F_y = c_z(t) \cdot f(y) + d_z \cdot \dot{y}(t) \quad (4.18)$$

unde, $f(y)$ este o funcție neliniară pentru descrierea forței din angrenările cu joc de flanc.

Asumându-se o repartiție uniformă a interstițiului dintre dinții, $f(y)$ se poate defini:

$$f(y) = \begin{cases} y - b & y > b, \\ 0 & |y| \leq b, \\ y + b & y < -b. \end{cases} \quad (4.19)$$

Ecuatiile diferențiale de mișcare pot fi scrise după cum urmează:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + d_1 \dot{y}_1 + d_z \dot{y} + c_1 y_1 + c_z(t) f(y) = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + d_2 \dot{y}_2 - d_z \dot{y} + c_2 y_2 - c_z(t) f(y) = 0 \\ m_{red} \ddot{y} - m_{red} \ddot{y}_1 + m_{red} \ddot{y}_2 + d_z \dot{y} + c_z(t) f(y) = F \end{cases} \quad (4.20)$$

unde:

$$\begin{cases} m_{red} = \frac{J_1 J_2}{J_1 r_{b2}^2 + J_2 r_{b1}^2} \\ F(t) = m_{red} \left(\frac{M_1(t) r_{b1}}{J_1} + \frac{M_2(t) r_{b2}}{J_2} \right) - m_{red} \ddot{e}(t) \end{cases} \quad (4.21)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Sistemul de ecuații (4.20) poate fi scris și sub formă matricială:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ -m_{red} & m_{red} & m_{red} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_1 & 0 & d_z \\ 0 & d_2 & -d_z \\ 0 & 0 & d_z \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & 0 & c_z(t) \\ 0 & c_2 & -c_z(t) \\ 0 & 0 & c_z(t) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ f(y) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

O formă adimensională a ecuației (4.22) se obține făcând următoarele simplificări. Fie:

$$e(t) = e_a \cos(\omega t + \varphi_a) + e_b \cos(\omega t + \varphi_b) \quad (4.23)$$

$$c_z(t) = c_m + c_a \cos(\omega t + \varphi), \quad \overline{c_a} = \frac{c_a}{c_m} \quad (4.24)$$

unde ω este frecvența fundamentală de excitație a erorii de transmitere și a rigidității transmisiei.

$$\overline{f(y_i)} = \overline{y_i}(t) = \frac{y_i(t)}{b}; \quad \omega_i = \sqrt{\frac{c_i}{m_i}} \quad i = 1, 2 \quad (4.25)$$

$$\overline{y}(t) = \frac{y(t)}{b}; \quad \omega_n = \sqrt{\frac{c_m}{m_{red}}}; \quad \bar{t} = \omega_n t \quad (4.26)$$

$$\zeta_{11} = \frac{d_1}{2m_1\omega_n}; \quad \zeta_{13} = \frac{d_z}{2m_1\omega_n}; \quad \zeta_{22} = \frac{d_2}{2m_2\omega_n}; \quad \zeta_{23} = \frac{d_z}{2m_2\omega_n}; \quad \zeta_{33} = \frac{d_z}{2m_{red}\omega_n} \quad (4.27)$$

$$c_{11} = \frac{\omega_1^2}{\omega_n^2}; \quad c_{22} = \frac{\omega_2^2}{\omega_n^2}; \quad c_{13} = \frac{m_{red}}{m_1}; \quad c_{23} = \frac{m_{red}}{m_2}; \quad (4.28)$$

$$c_{33} = 1 + \overline{k_a} \cos(\overline{\omega t} + \varphi) \text{ cu frecvența de excitație vectorială } \overline{\omega} = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (4.29)$$

$$\overline{F}_m = \frac{F_m}{m_{red} b \omega_n^2}; \quad F_a = \frac{e_a}{b} (\overline{\omega})^2; \quad F_b = \frac{e_b}{b} (\overline{\omega})^2 \quad (4.30)$$

astfel încât:

$$\overline{F} = \overline{F}_m + \overline{F}_a \cos(\overline{\omega t} + \varphi_a) + \overline{F}_b \cos(\overline{\omega t} + \varphi_b) \quad (4.31)$$

Ecuația (4.22) se poate deci scrie sub formă adimensională:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ -1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\overline{y}}_1(t) \\ \ddot{\overline{y}}_2(t) \\ \ddot{\overline{y}}(t) \end{bmatrix} + 2 \cdot \begin{bmatrix} \zeta_{11} & 0 & \zeta_{13} \\ 0 & \zeta_{22} & -\zeta_{23} \\ 0 & 0 & \zeta_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\overline{y}}_1(t) \\ \dot{\overline{y}}_2(t) \\ \dot{\overline{y}}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & c_{13}c_{33} \\ 0 & c_{22} & -c_{23}c_{33} \\ 0 & 0 & c_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \overline{f(y_1)} \\ \overline{f(y_2)} \\ \overline{f(y)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \overline{F} \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

cu:

$$\overline{f(y)} = \frac{f(y)}{b} = \begin{cases} y-1 & \overline{y} > 1, \\ 0 & -1 \leq \overline{y} \leq 1, \\ y+1 & \overline{y} < -1. \end{cases} \quad (4.33)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Pentru simplificare, se renunță la simbolul " _ " de deasupra variabilelor din ecuațiile (4.32) și (4.33), ele putându-se scrie sub forma:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ -1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y}_1(t) \\ \ddot{y}_2(t) \\ \ddot{y}(t) \end{bmatrix} + 2 \cdot \begin{bmatrix} \xi_{11} & 0 & \xi_{13} \\ 0 & \xi_{22} & -\xi_{23} \\ 0 & 0 & \xi_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \\ y(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & c_{13}c_{33} \\ 0 & c_{22} & -c_{23}c_{33} \\ 0 & 0 & c_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f(y_1) \\ f(y_2) \\ f(y) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \overline{F} \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

unde:

$$f(y) = \begin{cases} y-1 & y > 1, \\ 0 & -1 \leq y \leq 1, \\ y+1 & y < -1. \end{cases} \quad (4.35)$$

Cele trei ecuații diferențiale de ordinul doi se transformă, în prima etapă, în șase ecuații diferențiale de ordinul 1, metoda Runge-Kutta fiind utilizată pentru soluționarea acestora din urmă. Pentru realizarea primului pas, se introduce variabila q , după cum urmează:

$$q = \{q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6\}^T = \{y_1, \dot{y}_1, y_2, \dot{y}_2, y, \dot{y}\}^T \quad (4.36)$$

În felul acesta, ecuația (4.34) se poate scrie matricial sub forma:

$$\dot{q} = H \cdot q + c_{33} \cdot f(q_5) \cdot A + B \quad (4.37)$$

unde H este matricea coeficienților liniari:

$$H = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{11} & -2\xi_{11} & 0 & 0 & 0 & -\xi_{13} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_{22} & -2\xi_{22} & 0 & \xi_{23} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -c_{11} & -2\xi_{11} & c_{22} & 2\xi_{22} & 0 & -\xi_{13} - \xi_{23} - 2\xi_{33} \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

A- vectorul coeficienților neliniari:

$$A = \{0, -c_{13}, 0, c_{23}, 0, -c_{13} - c_{23} - c_{33}\}^T \quad (4.39)$$

B- vectorul încărcării:

$$B = \{0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ F\}^T \quad (4.40)$$

Pentru rezolvarea ecuației (4.37) se poate folosi programul Matlab, cu ajutorul căruia se poate face și o simulare numerică cu ajutorul facilității oferite de unealta Simulink.

Generalizând cele prezentate în paragrafele 4.2 și 4.3, cât și pe baza considerentelor teoretice generale ale ecuației vibrației forțate amortizate, se poate trage concluzia că ecuația de mișcare a unui sistem dinamic, care include o transmisie cu roți dințate se poate scrie sub forma generală:

$$[M] \cdot \{\ddot{q}\} + [D] \cdot \{\dot{q}\} + [C] \cdot \{q\} = \{F\} \quad (4.41)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

unde $[M]$ este matricea maselor, $[D]$ - matricea amortizărilor, $[C]$ - matricea rigidității, $\bar{q}$ - vectorul deplasării și $\bar{F}$ - vectorul forței.

Pentru sistemul din figura (4.2) avem:

$$[M] = \begin{bmatrix} \frac{m_1}{m_{red}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{m_2}{m_{red}} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.42)$$

$$[D] = \frac{d_z}{\sqrt{c_z(t) \cdot m_{red}}} \begin{bmatrix} 1 + \frac{d_1}{d_z} & -1 & 1 \\ -1 & 1 + \frac{d_2}{d_z} & 1 \\ 1 & -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.43)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 1 + \frac{c_1}{c_z(t)} & -1 & 1 \\ -1 & 1 + \frac{c_2}{c_z(t)} & 1 \\ 1 & -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.44)$$

$$\bar{q} = \left\{ \frac{2\bar{y}_1}{r_{b1}} \quad \frac{2\bar{y}_2}{r_{b2}} \quad \frac{r_{b1} \cdot \varphi_1(t) - r_{b2} \cdot \varphi_2(t)}{2r_{b1}} \right\}^T \quad (4.45)$$

4.4 Modelul mecanic cu șase grade de libertate (6 DOF)

Atunci când efectele mașinilor antrenoare, respectiv antrenate nu pot fi neglijate, se apelează la modelul cu 6 grade de libertate (6 DOF). Un astfel de sistem se prezintă în figura 4.3.

Ecuția de mișcare are forma generalizată dată de relația (4.41):

$$[M] \cdot \{\ddot{\bar{q}}\} + [D] \cdot \{\dot{\bar{q}}\} + [C] \cdot \{\bar{q}\} = \{\bar{F}\}$$

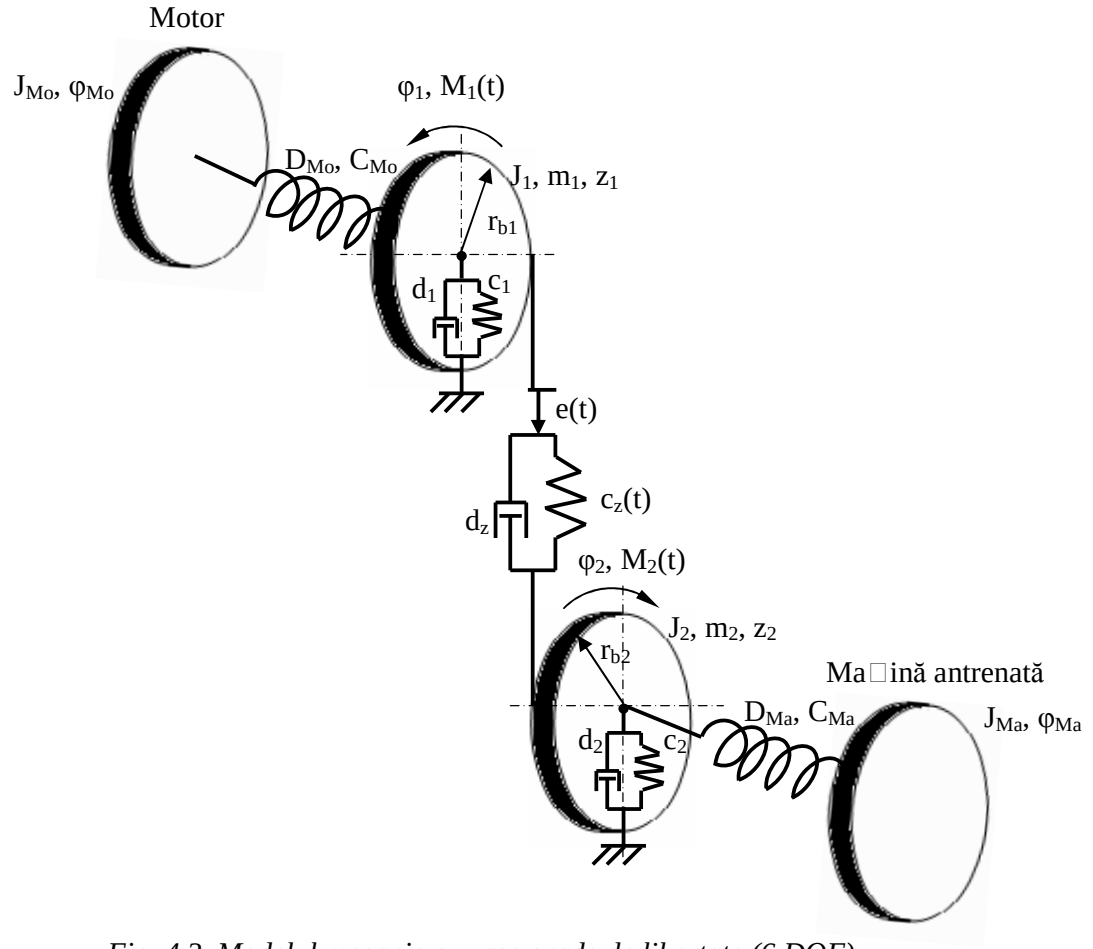


Fig. 4.3. Modelul mecanic cu șase grade de libertate (6 DOF)

Matricea masei este:

$$[M] = \frac{1}{m_{red}} \begin{bmatrix} \frac{4 \cdot J_{Mo}}{r_{b1}^2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4 \cdot J_1}{r_{b1}^2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{4 \cdot J_2}{r_{b1}^2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{4 \cdot J_{Ma}}{r_{b1}^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

matricea amortizării:

$$[D] = \frac{1}{\sqrt{c_z \cdot m_{red}}} \begin{bmatrix} \frac{4 \cdot D_{Mo}}{r_{b1}^2} & -\frac{4 \cdot D_{Mo}}{r_{b1}^2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \left(\frac{4 \cdot D_{Mo}}{r_{b1}^2} + \frac{d_z}{4} \right) & -\frac{d_z \cdot r_{b2}}{4 \cdot r_{b1}} & 0 & \frac{d_z}{2} & -\frac{d_z}{2} & \\ \left(\frac{4 \cdot D_{Ma}}{r_{b1}^2} + \frac{d_z \cdot r_{b2}}{4 \cdot r_{b1}} \right) & -\frac{4 \cdot D_{Ma}}{r_{b1}^2} & -\frac{d_z \cdot r_{b2}}{2 \cdot r_{b1}} & \frac{d_z \cdot r_{b2}}{2 \cdot r_{b1}} & & \\ \frac{4 \cdot D_{Ma}}{r_{b1}^2} & 0 & 0 & & & \\ -simetric- & & & d_1 + d_z & -d_z & \\ & & & & & d_2 + d_z \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

matricea rigidității:

$$[C] = \frac{1}{c_z} \begin{bmatrix} \frac{4 \cdot C_{Mo}}{r_{b1}^2} & -\frac{4 \cdot C_{Mo}}{r_{b1}^2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \left(\frac{4 \cdot C_{Mo}}{r_{b1}^2} + \frac{c_z}{4} \right) & -\frac{c_z \cdot r_{b2}}{4 \cdot r_{b1}} & 0 & \frac{c_z}{2} & -\frac{c_z}{2} & \\ \left(\frac{4 \cdot C_{Ma}}{r_{b1}^2} + \frac{c_z \cdot r_{b2}}{4 \cdot r_{b1}} \right) & -\frac{4 \cdot C_{Ma}}{r_{b1}^2} & -\frac{c_z \cdot r_{b2}}{2 \cdot r_{b1}} & \frac{c_z \cdot r_{b2}}{2 \cdot r_{b1}} & & \\ \frac{4 \cdot C_{Ma}}{r_{b1}^2} & 0 & 0 & & & \\ -simetric- & & & c_1 + c_z & -c_z & \\ & & & & & c_2 + c_z \end{bmatrix} \quad (4.48)$$

și vectorul deplasării:

$$\bar{q} = \{\varphi_{Mo} \quad \varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \varphi_{Ma} \quad y_1 \quad y_2\}^T \quad (4.49)$$

4.5 Modelul matematic propus de autor pentru simularea transmisiei cu roți dințate

Stabilirea modelului matematic pentru studiul dinamic al reductorului descris la paragraful 3.1 s-a făcut pe baza celor descrise în paragrafele 4.2- 4.3, totul reducându-se practic la stabilirea numărului de grade de libertate a sistemului vibrator.

În figura 4.4 se prezintă în 3D angrenajul și schematic rulmenții.

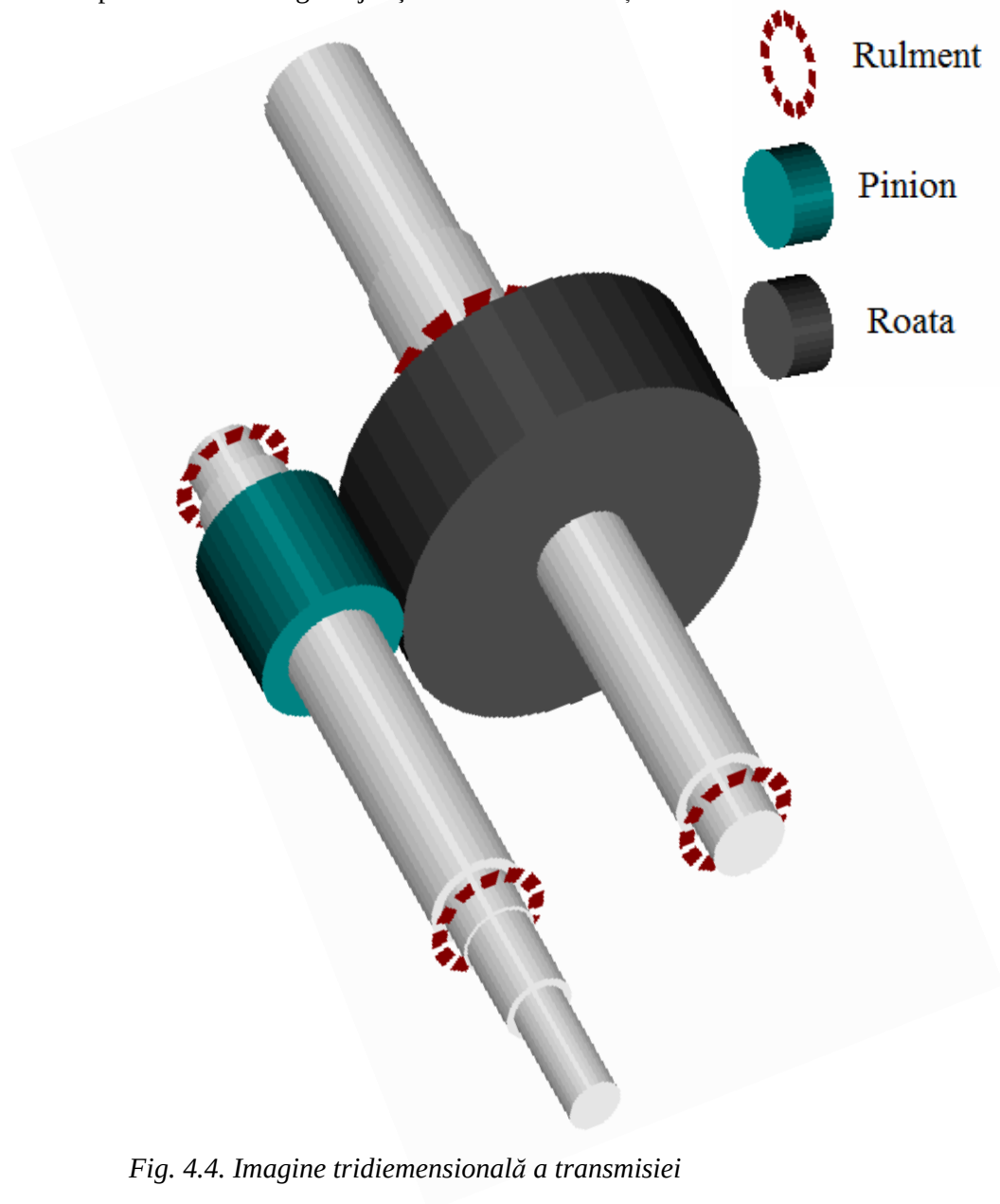


Fig. 4.4. Imagine tridimensională a transmisiei

Pornind de la considerentul că elementele având rigidități elastice mari pot fi asumate ca fiind rigide, s-a făcut o evaluare a coeficienților de rigiditate elastică a arborilor și a rulmenților în comparație cu rigiditatea elastică a angrenării. Ca urmare, elementele cu valori mari de rigiditate,

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

comparativ cu rigiditatea elastică a angrenării, s-au neglijat în modelul dinamic, în final rezultând numărul de grade de libertate pentru modelul dinamic ales.

4.5.1 Determinarea rigidității arborilor

Pornind de la formula generalizată a lui Hooke:

$$c = \frac{M}{\varphi} = \frac{G \cdot I_p}{l} \quad (4.50)$$

în care:

M- momentul de torsiune,

φ - unghiul de rotație,

G- modulul de elasticitate transversal (pentru oțel: $7,95 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$),

I_p - modulul de inerție polar,

l- lungimea tronsonului,

avem formula de calcul a rigidității unui cilindru de diametru d și lungime l:

$$c_{\varphi} = \frac{\pi \cdot G}{32 \cdot l} d^4 \quad (4.51)$$

și rigiditatea la torsiune a arborelui

$$C = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{c_{\varphi_i}}} \quad (4.52)$$

unde n este numărul de tronsoane cilindrice care participă efectiv la transmiterea momentului.

Pe baza figurii 4.5 și a tabelului 4.1, s-au calculat cu ajutorul relației (4.52) următoarele rigidități:

- pentru arborele pinion (de intrare): $C_1 = 44,907 \text{ kNm/rad}$

- pentru arborele de ieșire: $C_2 = 398,294 \text{ kNm/rad}$

Tabelul 4.1

Tronson nr.	1	2	3	4	5	6	7
D [mm]	25	32	35	45	65	55	50
L [mm]	42	30	17	108	20	49	82
	arbore pinion				arbore ieșire		

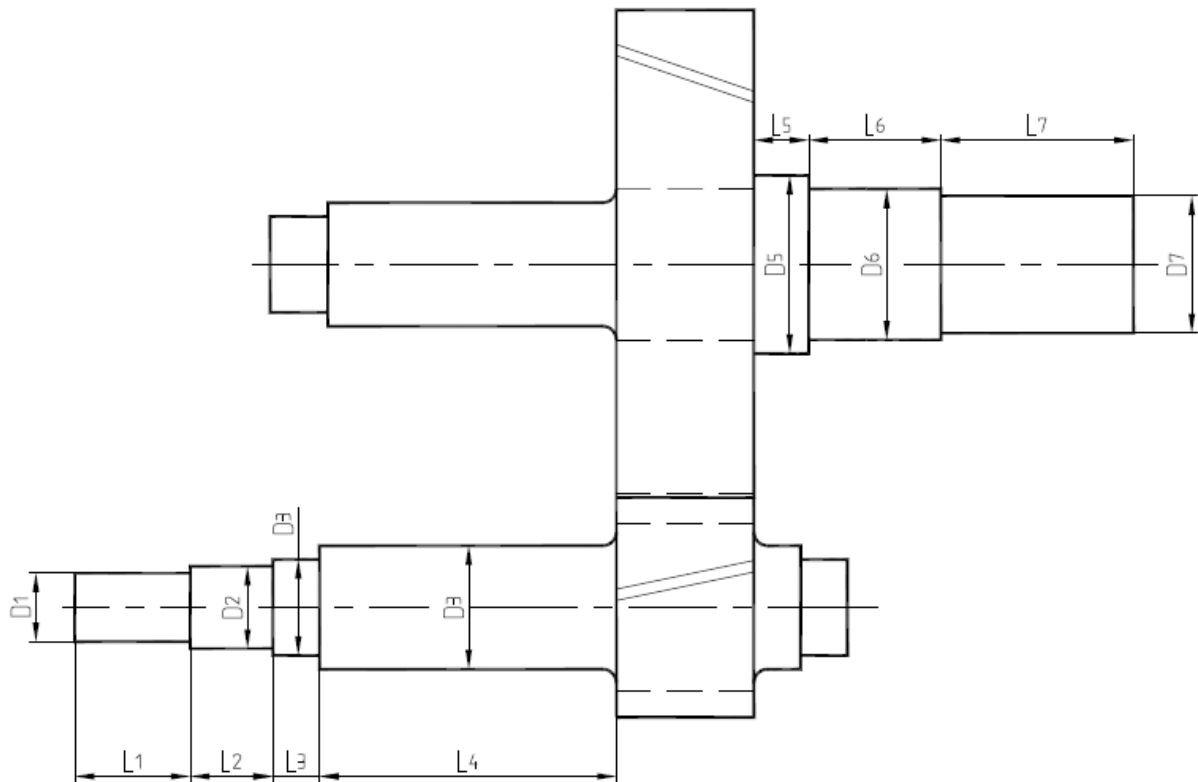


Fig. 4.5. Dimensiuni ale elementelor transmisiei

4.5.2 Determinarea rigidității rulmenților

Conform producătorului de rulmenți FAG, rigiditatea rulmenților radiali cu bile se calculează cu formula :

$$c = \sqrt[3]{F_r \cdot CH^2} \quad [\text{kN/mm}] \quad (4.53)$$

unde: F_r - forța radială din rulment în kN

și CH- valoare ajutătoare determinată din figura 4.6, în funcție de diametrul nominal

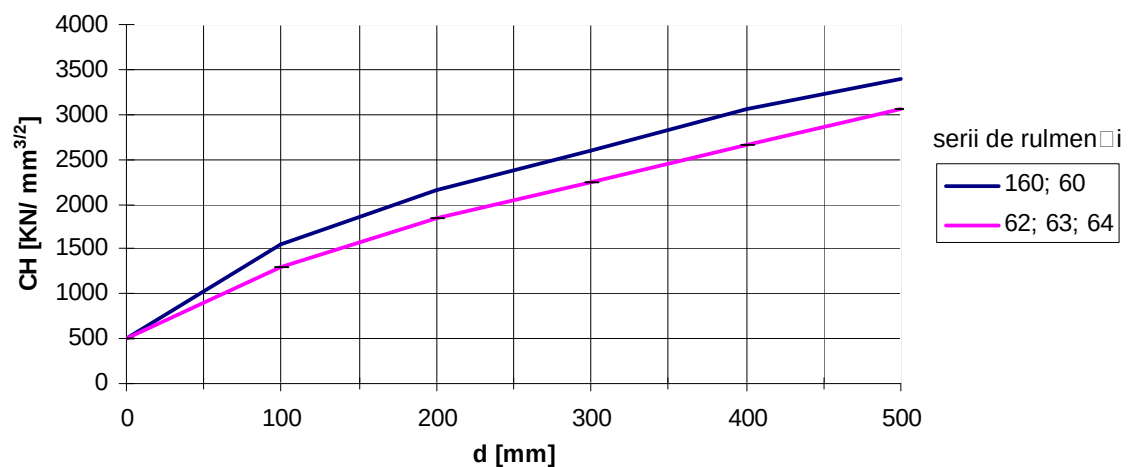


Fig. 4.6. Valoare ajutătoare CH, conform SKF

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Pentru reductorul studiat, asimilând cei doi rulmenți pe care sunt lăgăruii arborii, cu două arcuri legate în paralel, rigiditatea datorată lăgăruirii s-a calculat după cum urmează:

pentru lăgăruirea pinionului:

$$C_1 = C_{6207} + C_{6207} \quad (4.54)$$

respectiv a roții:

$$C_2 = C_{6307} + C_{6211} \quad (4.55)$$

unde C_{6207} , C_{6307} și C_{6211} sunt rigiditățile celor patru rulmenți.

Pentru calculul rigidității individuale a fiecărui rulment în parte, s-a considerat cazul solicitării rulmenților cu forța radială maximă, care apare atunci când motorul de antrenare transmite momentul maxim: $M = 16 \text{ Nm}$ (conform fișei tehnice a producătorului).

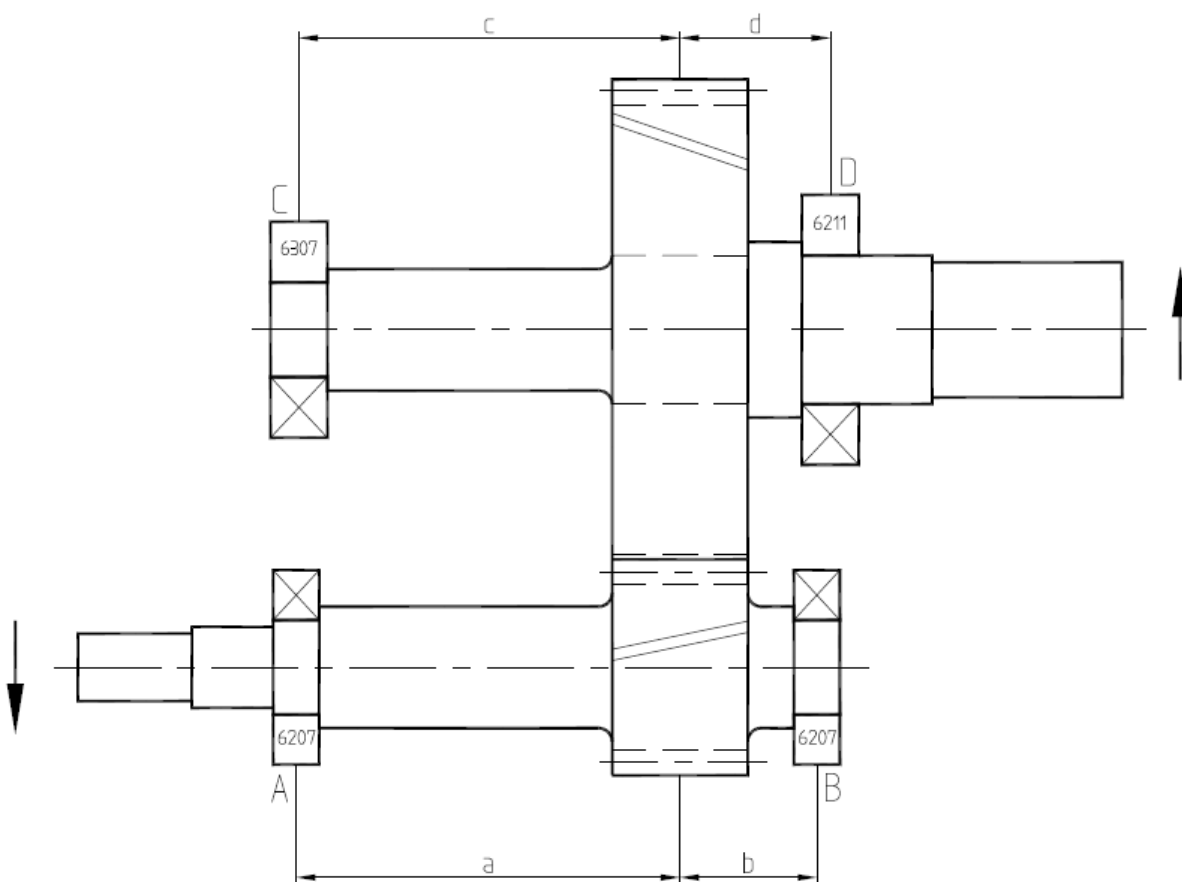


Fig. 4.7. Schemă pentru calculul forței radiale

Pentru calculul forței radiale preluată de fiecare din cei patru rulmenți (A, B, C și D), s-au folosit figura 4.7 și datele din tabelul 4.2.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Tabelul 4.2

Forțe din angrenare: Forța periferică: $F_p = F_{p1} = F_{p2} = \frac{M_1}{r_1} = \frac{M_2}{r_2}$ Forța radială: $F_r = F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_p \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$ Forța axială: $F_a = F_{a1} = F_{a2} = F_p \tan \beta$ Raza cercurilor de rulare: $r_1 = \frac{A}{i+1}$; $r_2 = A - r_1$ raportul de transmitere: $i = z_2 / z_1$		A= 125 mm; $\alpha = 20^\circ$; $\beta = 9, 11, 13, 15^\circ$ $z_2 = 43$; $z_1 = 17$; $i = 2,529$ $r_1 = 35,417$ mm $r_2 = 89,583$ mm $M_1 = 16$ Nm $F_p = 451,765$ N		
rulment	A	B	C	D
seria	6207	6207	6307	6211
cotă	a=141,5 mm	b= 50,5 mm	c= 140,5 mm	d= 55,5
formule de calcul a forței radiale	$\sqrt{\left(\frac{F_p \cdot b}{a+b}\right)^2 + \left(\frac{F_r \cdot b}{a+b} + \frac{F_a \cdot r_1}{a+b}\right)^2}$	$\sqrt{\left(\frac{F_p \cdot a}{a+b}\right)^2 + \left(\frac{F_r \cdot a}{a+b} - \frac{F_a \cdot r_1}{a+b}\right)^2}$	$\sqrt{\left(\frac{F_p \cdot d}{c+d}\right)^2 + \left(\frac{F_r \cdot d}{c+d} - \frac{F_a \cdot r_2}{c+d}\right)^2}$	$\sqrt{\left(\frac{F_p \cdot c}{c+d}\right)^2 + \left(\frac{F_r \cdot c}{c+d} + \frac{F_a \cdot r_2}{c+d}\right)^2}$

Pentru cele patru perechi de roți dințate, având unghiurile de înclinație ale danturilor de 9° , 11° , 13° , respectiv 15° s-au calculat forțele radiale din rulmenți conform tabelului 4.3.

Tabelul 4.3

rulment	A	B	C	D
seria	6207	6207	6307	6211
$\beta = 9^\circ$	$F_p = 451,765$ N ; $F_r = 166,479$ N ; $F_a = 71,553$ N			
Forța radială din rulment F_r [N]	131,782	350,483	128,735	357,757
$\beta = 11^\circ$	$F_p = 451,765$ N ; $F_r = 167,507$ N ; $F_a = 87,814$ N			
Forța radială din rulment F_r [N]	133,229	349,789	128,131	361,305
$\beta = 13^\circ$	$F_p = 451,765$ N ; $F_r = 168,754$ N ; $F_a = 104,298$ N			
Forța radială din rulment F_r [N]	126,843	355,412	127,923	365,120
$\beta = 15^\circ$	$F_p = 451,765$ N ; $F_r = 170,229$ N ; $F_a = 121,050$ N			
Forța radială din rulment F_r [N]	126,979	355,794	128,121	369,226

Pe baza formulei (4.53) și a valorii ajutoare CH determinate din figura 4.6, s-au calculat rigiditățile celor patru rulmenți ce echipează perechile de roți dințate studiate. Valorile obținute se prezintă sintetic în tabelul 4.4.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Tabelul 4.4

rulment	A	B	C	D
seria	6207	6207	6307	6211
CH [kN/mm ^{3/2}]	630	630	630	970
$\beta = 9^\circ$				
forța radială din rulment F_r [kN]	0,131782	0,350483	0,128735	0,357757
rigiditatea rulmentului [kN/ mm]	37,398	51,814	37,104	69,563
$\beta = 11^\circ$				
forța radială din rulment F_r [kN]	0,133229	0,349789	0,128131	0,361305
rigiditatea rulmentului [kN/ mm]	37,398	51,814	37,104	69,563
$\beta = 13^\circ$				
forța radială din rulment F_r [kN]	0,126843	0,355412	0,127923	0,365120
rigiditatea rulmentului [kN/ mm]	37,398	51,814	37,104	69,563
$\beta = 15^\circ$				
forța radială din rulment F_r [kN]	0,126979	0,355794	0,128121	0,369226
rigiditatea rulmentului [kN/ mm]	37,398	51,814	37,104	69,563

Pornind de la formulele (4.54) și (4.55), s-au calculat rigidițările lăgăruirii celor doi arbori ai reductorului, rezultatele obținute fiind prezentate în tabelul 4.5, pentru fiecare din cele 4 seturi de angrenaje:

Tabelul 4.5

unghi de înclinare β [°]	9°	11°	13°	15°
rigiditatea lăgăruirii pinionului c_1 [kN/ mm]	89,212	89,314	88,981	89,012
rigiditatea lăgăruirii roții c_2 [kN/ mm]	106,670	106,841	107,066	107,347

După cum se poate observa, variația înclinației danturilor are un efect nesemnificativ asupra variației rigidității lăgăruirii pinionului, respectiv roții, pentru analizele ulterioare adoptându-se valorile medii:

- pentru lăgăruirea pinionului: $c_1 = 89,13$ kN/ mm
- pentru lăgăruirea roții: $c_2 = 106,98$ kN/ mm

4.5.3 Determinarea rigidității angrenării

Conform ISO 6336 și DIN 3990, rigiditatea elastică a danturii se definește ca fiind forța normală pe dinte, în secțiunea frontală, necesară pentru a deforma, pe o distanță de 1 μ m normal la evolventă, una sau mai multe perechi de dinți, cu lățimea de 1 mm, aflați simultan în angrenare.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Normele antementionate definesc două tipuri de rigiditate elastică a danturii:

c' - rigiditatea unei perechi de dinți în angrenare [N/(mm·μm)]

c_γ - rigiditatea medie a angrenării (a perechilor de dinți aflați simultan în angrenare) [N/(mm·μm)]

Metoda B a celor două norme propune următoarele formule de calcul:

$$c' = \frac{C_M \cdot C_R \cdot C_B \cdot \cos \beta}{0,04723 + \frac{0,15551}{z_{n1}} + \frac{0,25791}{z_{n2}} - 0,00635 \cdot x_1 - \frac{0,11654 \cdot x_1}{z_{n1}} - 0,00193 \cdot x_2 - \frac{0,24188 \cdot x_2}{z_{n2}} + 0,00529 \cdot x_1^2 + 0,00182 \cdot x_2^2} \quad (4.56)$$

$$c_\gamma = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) \quad (4.57)$$

unde:

C_M , C_R și C_B sunt coeficienți de corecție care țin seama de forma roții și de profilul de referință al danturii;

β – unghiul de înclinație al danturii;

x_1 și x_2 - coeficienții deplasărilor de profil;

z_{n1} și z_{n2} - numărul de dinți al roților echivalente ($z_{ni} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta}$; $i= 1,2$);

ε_α - gradul de acoperire frontal.

De menționat este că, pentru perechi de roți, altele decât oțel/ oțel, c' se determină cu ajutorul relației:

$$c' = c'_{\text{oțel/oțel}} \cdot \frac{E}{E_{\text{oțel}}} \quad (4.58)$$

unde:

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (4.59)$$

cu E_1 și E_2 modulele de elasticitate ale materialelor roților dințate

Pentru calculele de rezistență ale danturilor, metoda C a normelor ISO 6336 și DIN 3990 recomandă valorile: $c' = 14$ N/(mm·μm), respectiv $c_\gamma = 20$ N/(mm·μm)].

Cu ajutorul programului de calcul geometric și de rezistență al danturilor ZANEUX s-au calculat rigiditățile conform celor indicate în tabelul 4.6

Tabelul 4.6

β [°]	9	11	13	15
c' [N/(mm·μm)]	13,6	13,2	12,7	12,2
c_γ [N/(mm·μm)]	17,1	17,0	16,9	16,6

4.5.4. Stabilirea numărului de grade de libertate a sistemului vibrator

Comparând rigiditățile calculate la pragrafele anterioare, putem trage concluzia că rigiditățile elastice ale arborilor și ale rulmenților sunt net superioare rigidității elastice a angrenării, arborii și rulmenții putând fi considerați rigizi, în comparație cu dantura, și ca atare neglijați în modelul dinamic al reductorului studiat.

De aceea, pentru studiul dinamic al reductorului se propune un sistem cu un grad de libertate (1DOF), similar celui descris la paragraful 4.2.

4.6 Concluzii și contribuții originale

Roțile dințate fac parte din categoria componentelor critice ale unei mașini rotative, fiind disponibilă o cantitate însemnată de literatură în domeniul modelării. Obiectivele modelării dinamice a transmisiilor cu roți dințate au variat în ultimele cinci decenii de la analiza vibrațiilor și controlarea zgomotului, la studiul erorii de transmitere și analizele de stabilitate.

Autorul tezei prezintă un istoric al modelelor matematice dezvoltate pentru studiul dinamic al transmisiilor cu roți dințate, acestea putând fi clasificate în:

- *modele bazate pe analiza dintelui;*
- *modele pentru studiul dinamicii transmisiei cu roți dințate, care iau în seamă, pe lângă dinții aflați în angrenare, și alte elemente, precum rigiditatea arborilor și a lagărelor;*
- *modele care includ reductorul ca ansamblu, în care, în elaborarea modelului, sunt luate în seamă toate elementele sistemului, inclusiv carcasa.*

În acest capitol au fost prezentate trei modele pentru simularea dinamică a unei transmisii cu roți dințate:

- *modelul cu un grad de libertate (1DOF), la care angrenarea a fost modelată ca o pereche de discuri rigide legate între ele;*
- *modelul cu trei grade de libertate (3DOF), pentru cazul în care elasticitatea lagărelor și a arborilor nu poate fi neglijată;*
- *modelul cu șase grade de libertate (6DOF), pentru cazul în care mai trebuie să se țină seama și de rigiditatea la torsiune a arborilor, respectiv de inerția motorului și a mașinii antrenate.*

În capitolul patru al prezentei lucrări se regăsesc unele contribuții originale ale autorului, printre care pot fi enumerate:

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- sinteza și analiza unui material foarte bogat privind modelarea dinamică a transmisiilor cu roți dințate;
- discretizarea transmisiei cu roți dințate cilindrice în elemente componente (arbori, rulmenți, danturi);
- propunerea modelului matematic pentru studiul dinamic al reductorului cu roți dințate cilindrice montat pe standul experimental.

5. CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA FACTORILOR GEOMETRICI AI DANTURII ASUPRA NIVELULUI DE VIBRAȚII AL UNEI TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE

5.1 Influența unghiului de înclinare al danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate

Încercările experimentale s-au făcut, conform celor amintite la capitolul 3, pe patru perechi de angrenaje (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°).

Pentru măsurarea vibrațiilor, s-a amplasat câte un accelerometru tip 4524B, în vecinătatea fiecărui lagăr al reductorului, pe suprafețele special pregătite în acest sens (v.figura 5.1), locurile de măsurare notându-se cu Lagăr A, B, C, D, aceste denumiri regăsindu-se, de asemenea, în toate fișele de măsurare.

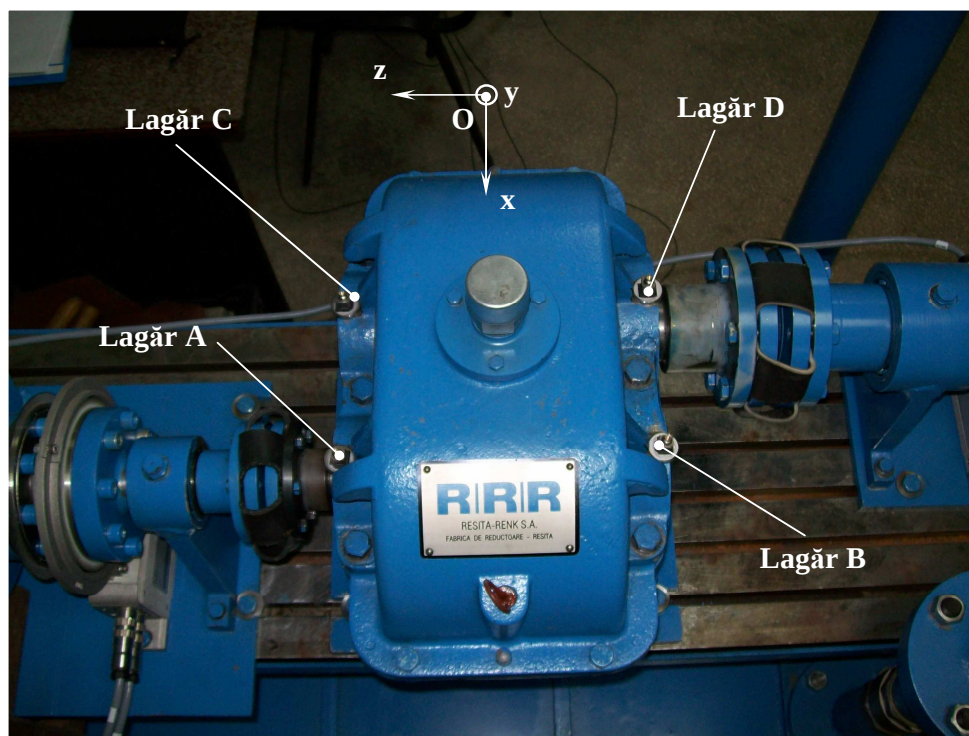


Fig. 5.1. Locuri de măsurare a vibrațiilor

Măsurătorile s-au făcut la șase trepte de turație ale motorului de antrenare: $n_1 = 1.000, 1.100, 1.200, 1.300, 1.400$ și 1.500 rpm. Nu s-au făcut măsurători de vibrații la turații sub 1.000 rpm, din următoarele considerente:

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- 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).

La fiecare turație în parte, s-au făcut măsurători de vibrații la aceleași opt trepte de moment de încărcare: $T_2 = 16, 19, 22, 26, 29,5, 32,5, 35,5, 38,5$ Nm. Valorile extreme au rezultat din condițiile specifice ale standului de probe realizat:

- valoarea minimă a momentului de încărcare ($T_2 = 16$ 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; deci 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 ($T_2 = 38,5$ Nm) a rezultat din condiția de a nu depăși semnificativ momentul nominal al motorului de antrenare ($T_1 = 16$ Nm), valoare ce s-a putut citi pe display-ul modului 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 produse de roțile dințate, s-a apelat la analiza FFT (Fast Fourier Transformation), înregistrându-se vârfurile (amplitudinile) accelerațiilor și vitezelor măsurate la frecvența de angrenare, respectiv armonicile acesteia. Valorile acestor frecvențe sunt indicate în tabelul 5.1.

Tabelul 5.1

Turația motorului n_1 [rpm]	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 2-a armonică a f_z [Hz]	850,00	935,00	1020,00	1105,00	1190,00	1275,00

Peste vârfurile 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:

$$f_i = \frac{n}{60} \text{ [Hz]}; \quad (5.1)$$

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

$$f_{ce} = n(1 - D_w \cos \alpha / d_m) / 120; \quad (5.2)$$

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

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

$$f_{ci} = n(1 + D_w \cos \alpha / d_m) / 120 ; \quad (5.3)$$

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

$$f_{be} = nd_m \left[1 - (D_w \cos \alpha / d_m)^2 \right] / (120 D_w) \quad (5.4)$$

în care:

n - turația arborelui și a diametrului interior;

D_w - diametrul corpului de rulare;

d_m - diametrul mediu al rulmentului;

α - unghiul de contact .

Cum însă s-au folosit rulmenți noi care s-au controlat înainte de fiecare set de măsurători, aportul eventualelor vârfuri datorate rulmenților este mereu același, considerându-se constant de-a lungul determinărilor.

Înainte de începerea determinărilor, s-a pus problema stabilirii punctelor de măsurare a vibrațiilor. Din punct de vedere teoretic, vibrațiile din timpul funcționării unei transmisii cu roți dințate sunt inițiate de angrenarea dinților, ele transmițându-se prin intermediul arborilor și al lagărelor în carcasă. Era deci logic ca accelerometrele să se monteze în dreptul fiecărui lagăr. Era de stabilit însă, dată fiind dimensiunea mică a reductorului, dacă se impune să se facă măsurători în dreptul fiecărui lagăr în parte, pentru cele patru seturi de angrenaje.

De aceea, pentru soluționarea dilemei, la primul set de angrenaje ($\beta = 9^\circ$) s-au făcut determinări în toate cele patru puncte de măsurare: lagărele A, B, C și D. Cu ajutorul rapoartelor de măsurare generate de programul PULSE s-au determinat:

- amplitudinea maximă a accelerațiilor măsurate în plan radial (planul radial= planul xOy perpendicular pe axa de rotație a pinionului, respectiv roții) la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

- amplitudinea maximă a accelerației măsurate în direcție axială (direcția axială= direcția Oz- de-a lungul axei de rotație a pinionului, respectiv roții) la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

- amplitudinea maximă a vitezelor măsurate în planul radial xOy la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

- amplitudinea maximă a vitezelor măsurate în direcție axială Oz la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia.

Prin compunerea geometrică a celor două componente măsurate în plan radial (v_x și v_y), s-a calculat amplitudinea maximă a vitezei radiale corespunzătoare frecvenței de angrenare f_z sau armonicilor acesteia. Variația acestor vârfuri ale vitezei radiale rezultante se prezintă, pentru cele

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

patru locuri de măsurare (Lagăr A, B, C, D), la diverse turații, respectiv momente de frânare, în figura 5.2.

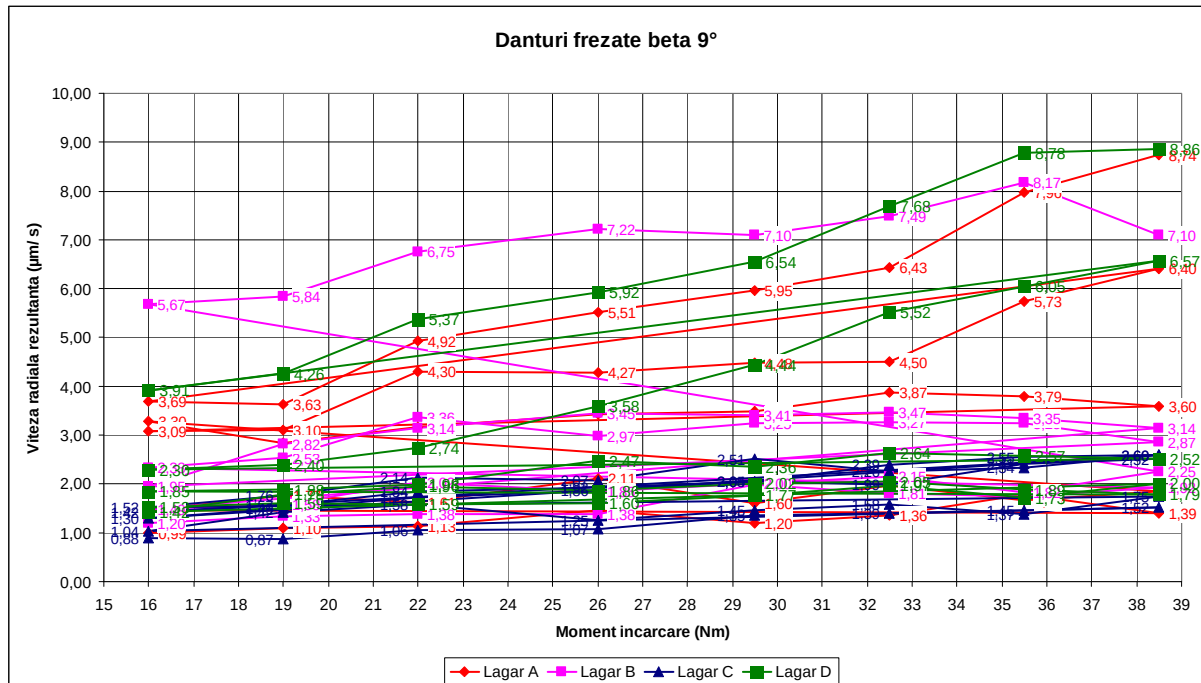


Fig. 5.2. Variația vârfurilor vitezelor radiale măsurate pe lagărele A, B, C și D

Variația vârfurilor de viteză axială v_z , măsurate la frecvența de angrenare sau armonici ale acesteia, s-a reprezentat, pentru cele patru locuri de măsurare (Lagăr A, B, C, D), la diverse turații, respectiv momente de frânare, în figura 5.3.

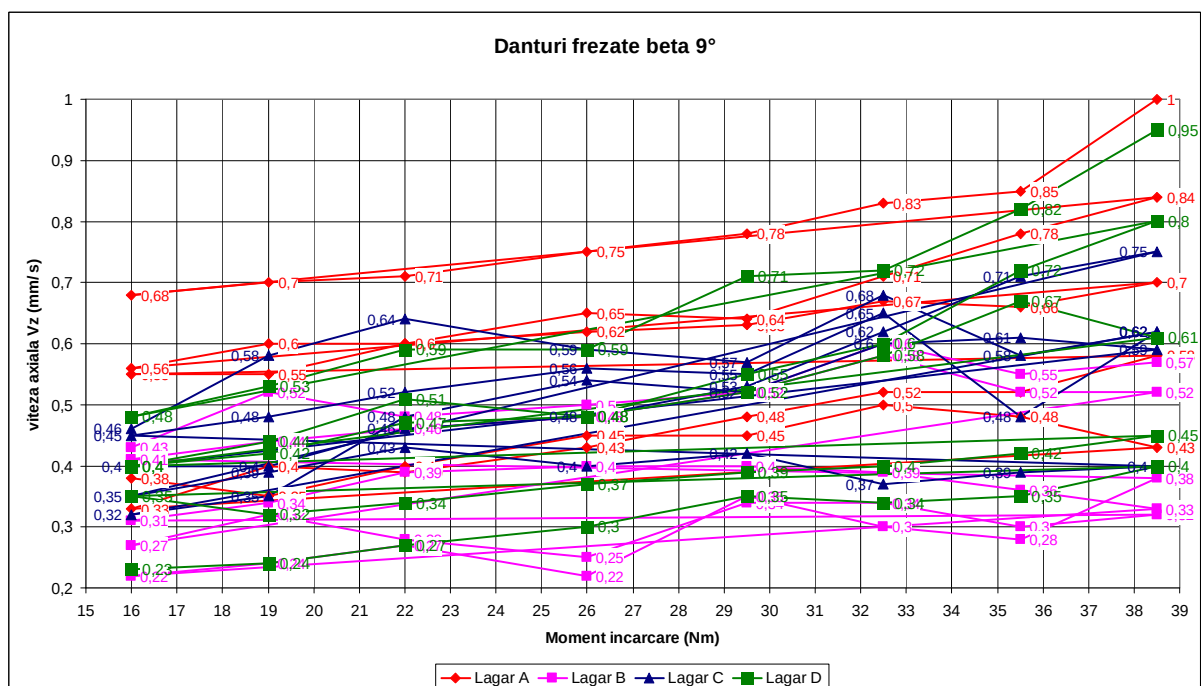


Fig. 5.3. Variația vârfurilor vitezelor axiale măsurate pe lagărele A, B, C și D

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Vizualizând dispersia datelor în figurile 5.2 și 5.3, precum și faptul că amplitudinile maxime sunt cele măsurate în dreptul lagărelor A și D, s-a ajuns la concluzia că este suficient să se aleagă, ca și puncte de măsurare a vibrațiilor, aceste două lagăre.

5.1.1 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=9^\circ$

În figurile A1.1 – A1.7 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare (momentul măsurat la arborele de ieșire al reductorului), pentru cele 6 treapte de turație alese.

Aceeași variație se prezintă în figurile A1.8 – A1.14 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

5.1.2 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=11^\circ$

În figurile din anexa la prezenta teză A2.1 – A2.7 se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare, pentru cele 6 treapte de turație alese.

Aceeași variație se prezintă în figurile A2.8 – A2.14 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

5.1.3 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=13^\circ$

În figurile A3.1 – A3.7 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare, pentru cele 6 treapte de turație alese.

Aceeași variație se prezintă în figurile A3.8 – A3.14 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

5.1.4 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=15^\circ$

În figurile A4.1 – A4.7 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare, pentru cele 6 treapte de turație alese.

Aceeași variație se prezintă în figurile A4.8 – A4.14 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

5.2 Compararea rezultatelor măsurătorilor

Din graficele prezentate în anexele A1-A4 se pot trage următoarele concluzii:

- amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea turației;
- amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat transmisiei;
- chiar dacă în domeniul turațiilor joase (1.000- 1.200 rpm) nu se înregistrează creșteri semnificative ale amplitudinilor în raport cu momentul de frânare, aceste creșteri devin evidente la turațiile mari (1400 și 1500 rpm).

Influența unghiului de înclinare al danturii asupra vitezelor radiale (v_r), respectiv axiale (v_z), măsurate pe lagărul A, se prezintă, în funcție de momentul de încărcare și cele șase trepte de turație alese, în figurile 5.4 și 5.5. Aceeași variație a vitezelor, măsurate pe lagărul D, se prezintă în figurile 5.6 și 5.7.

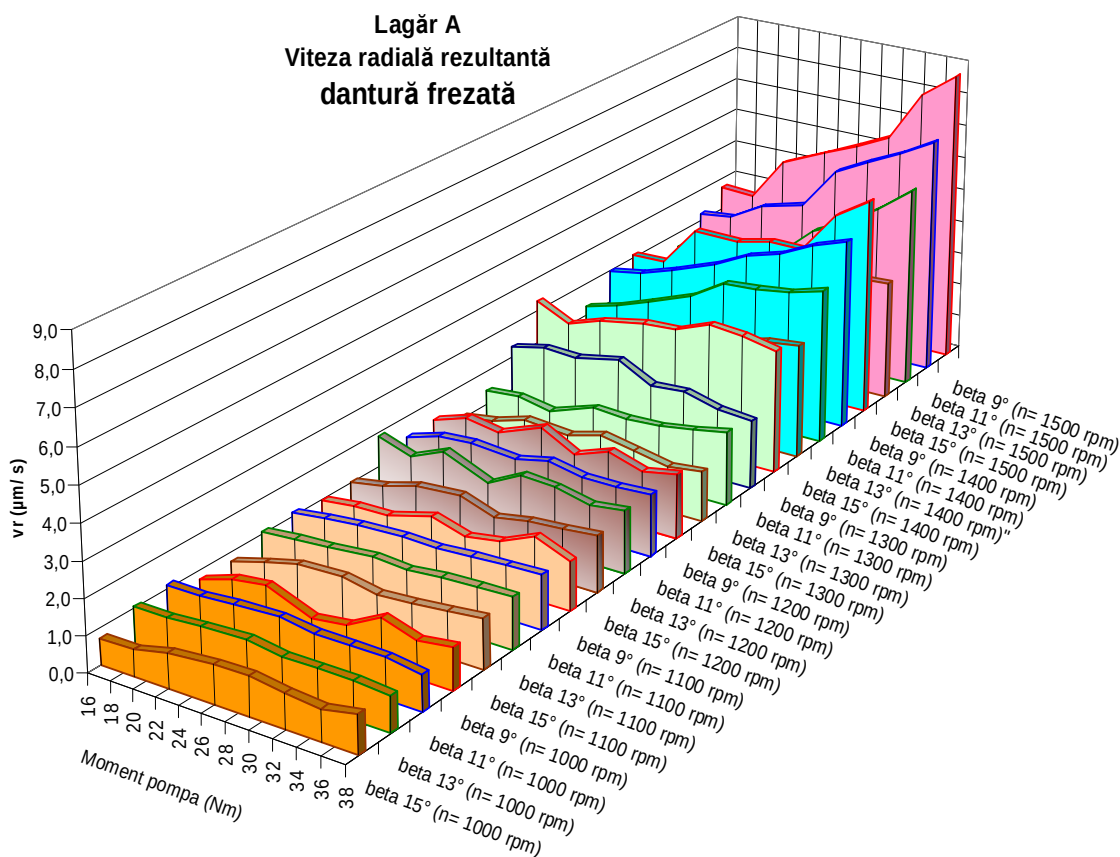


Fig. 5.4. Variația vitezei radiale rezultante măsurate pe lagărul A

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

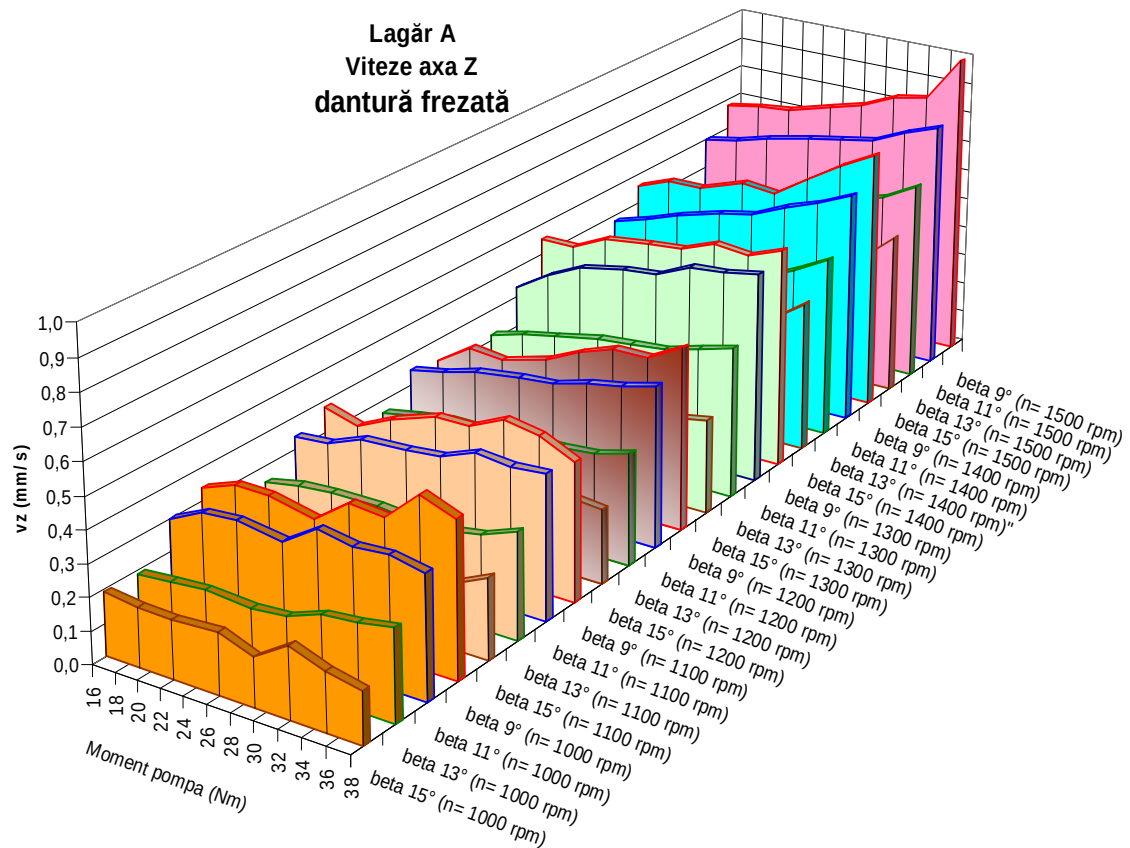


Fig. 5.5. Variația vitezei axiale măsurate pe lagărul A

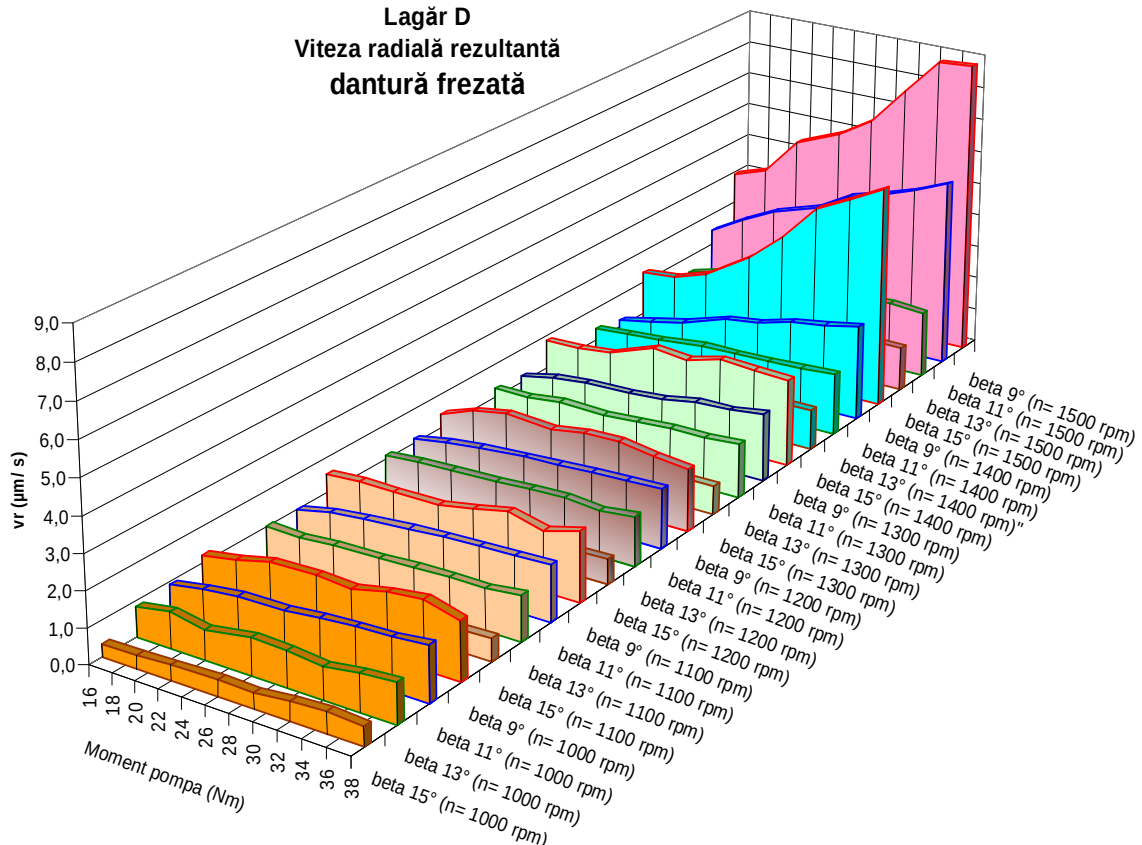


Fig. 5.6. Variația vitezei radiale rezultante măsurate pe lagărul D

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

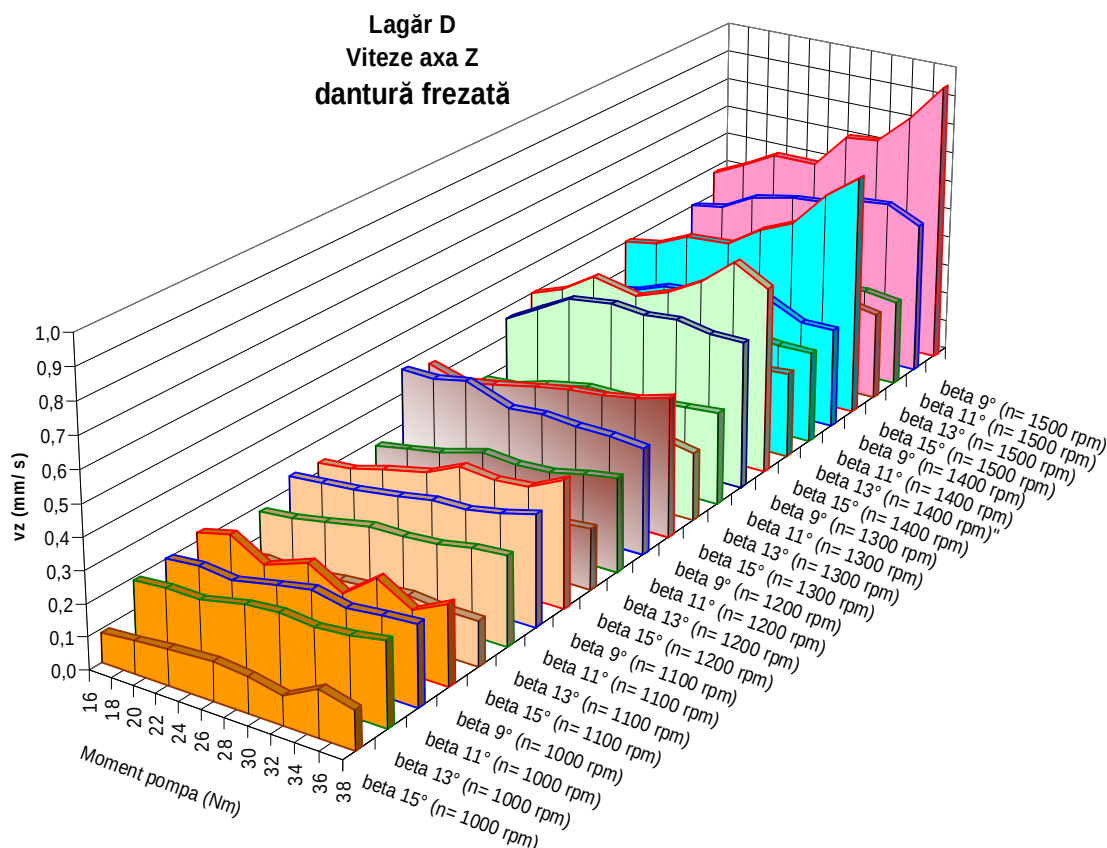


Fig. 5.7. Variația vitezei axiale măsurate pe lagărul D

Pe baza informațiilor conținute de figurile 5.4 - 5.7 se pot face următoarele comentarii:

- în gama inferioară de turații (1.000 - 1.200 rpm), unghiul de înclinare al danturii nu influențează vizibil amplitudinile vitezelor de vibrație măsurate;
- în gama superioară de turații (1.300 – 1.500 rpm), creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea importantă a amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate;
- panta de creștere a amplitudinilor vitezelor de vibrație, în raport cu momentul de transmitere, este mai mare în cazul înclinărilor de 9° și 11°, comparativ cu valorile măsurate la angrenajele având unghiul de înclinare β de 13°, respectiv 15°;
- analizând tendința (trend-ul) curbelor trasate, se poate trage concluzia generală că creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate.

Această concluzie este susținută și de următorul aspect teoretic: creșterea unghiului de înclinare al danturii, în condițiile păstrării constante a celorlalte elemente geometrice (modul, număr de dinți, distanță între axe etc.), duce la scăderea coeficienților de deplasare al danturilor, deci la reducerea razei de curbura a evolventei dinților, având ca efect scăderea frecării de rostogolire, frecare care, conform celor prezentate în capitolul 1, este unul din factorii principali care induc impulsuri de vibrații.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

În susținerea argumentului antemenționat vin formulele de calcul a razei de curbură a evolventei dinților:

$$\rho_{C1(2)} = 0,5d_{w1(2)} \sin \alpha_{wt} \cos \beta_b \quad (5.5)$$

unde:

ρ_C - raza de curbură a evolventei;

d_w - diametrul de rulare;

α_{wt} - unghiul profilului în plan frontal, pe cilindrul de rulare;

β_{wt} - unghiul de înclinare al dantelui pe cilindrul de bază;

1- indice pentru pinion;

2- indice pentru roată.

$$d_{w1(2)} = \frac{2 \cdot a \cdot z_{1(2)}}{z_1 + z_2} \quad (5.6)$$

unde:

a- distanța între axe;

z- numărul de dinți.

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a \cdot \cos \beta} \cdot \cos \alpha_t \quad (5.7)$$

unde:

m_n - modulul normal;

β - unghiul de înclinare al dintelui (pe cilindrul de divizare);

α_t - unghiul profilului în plan frontal

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \quad (5.8)$$

unde:

α_n - unghiul profilului de referință în plan normal (20°)

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n \quad (5.9)$$

Făcând calculele cu ajutorul formulelor (5.5)- (5.9), pentru cele patru perechi de roți dințate, în tabelul 5.2 se prezintă variația razelor de curbură ρ_{C1} și ρ_{C2} a evolventei dinților în raport cu unghiul de înclinare al danturilor:

Tabelul 5.2

β	9°	11°	13°	15°
ρ_{C1} [mm]	14,368	13,900	13,323	12,624
ρ_{C2} [mm]	36,344	35,160	33,700	31,932

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Reprezentând variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare ($M_t = 38,5$ Nm), funcție de unghiul de înclinare al danturilor (β), s-a putut ridica graficul prezentat în figura 5.8.

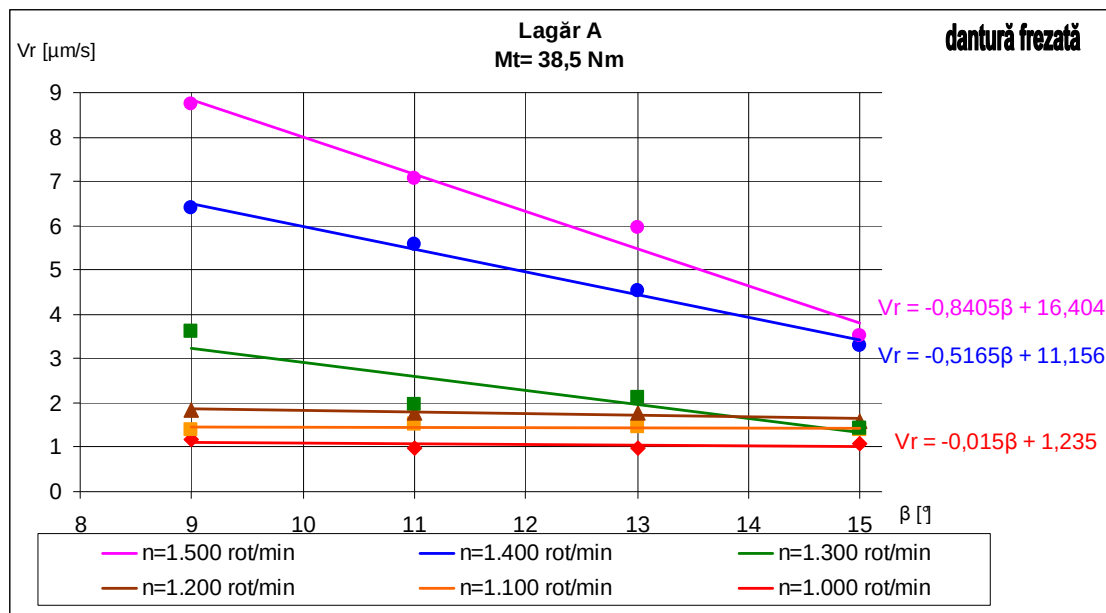


Fig. 5.8. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de unghiul de înclinare al danturilor

Pe baza graficului de mai sus, se poate concluziona că amplitudinile maxime ale vitezelor rezultante din planul radial scad cu creșterea unghiului de înclinare al danturilor, respectiv cu scăderea turației motorului de antrenare.

Admițând o variație liniară de tipul $f(x) = ax + b$, s-au stabilit următoarele ecuații (empirice) de variație a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, funcție de unghiului de înclinare al danturilor ($v_r = f(\beta)$):

- la turația motorului de antrenare de 1.500 rot/ min:

$$v_r = 0,8405 \cdot \beta + 16,404 \quad (5.10)$$

- la turația motorului de antrenare de 1.400 rot/ min:

$$v_r = 0,5165 \cdot \beta + 11,156 \quad (5.11)$$

- la turația motorului de antrenare de 1.000 rot/ min:

$$v_r = -0,015 \cdot \beta + 1,235 \quad (5.12)$$

În formulele (5.10), (5.11) și (5.12) v_r se exprimă în $[\mu\text{m/s}]$ și β în $[\circ]$.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Analizând variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial (v_r) al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare ($M_t = 38,5 \text{ Nm}$), funcție de turația motorului de antrenare (n), s-a putut ridica graficul prezentat în figura 5.9.

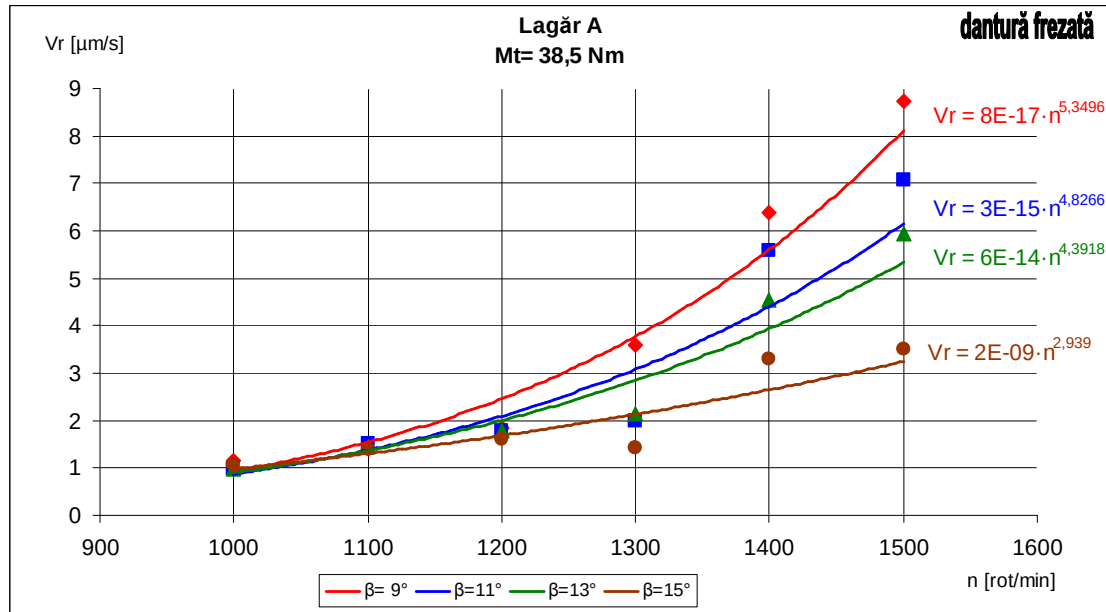


Fig. 5.9. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de turația motorului

Graficul din figura de mai sus ne evidențiază faptul că amplitudinile maxime ale vitezelor rezultante din planul radial cresc cu creșterea turației, respectiv cu scăderea unghiului de înclinare al danturilor.

Admițând o dependență de tipul funcției de putere ($f(x) = ax^n$), s-au stabilit următoarele ecuații (empirice) de variație a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, funcție de turația motorului de antrenare ($v_r = f(n)$):

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$:

$$v_r = 8 \cdot 10^{-17} \cdot n^{5,3496} \quad (5.13)$$

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$:

$$v_r = 3 \cdot 10^{-15} \cdot n^{4,8266} \quad (5.14)$$

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 13^\circ$:

$$v_r = 6 \cdot 10^{-14} \cdot n^{4,3918} \quad (5.15)$$

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 15^\circ$:

$$v_r = 3 \cdot 10^{-17} \cdot n^{2,939} \quad (5.16)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

În formulele (5.13), (5.14), (5.15) și (5.16) v_r se exprimă în $[\mu\text{m/s}]$ și n în $[\text{rot/min}]$.

În cele din urmă, în figura 5.10 s-a reprezentat variația amplitudinilor maxime ale vitezelor rezultante (v_r) din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare ($n = 1.500 \text{ rot/min}$), funcție de momentul de încărcare (M_t).

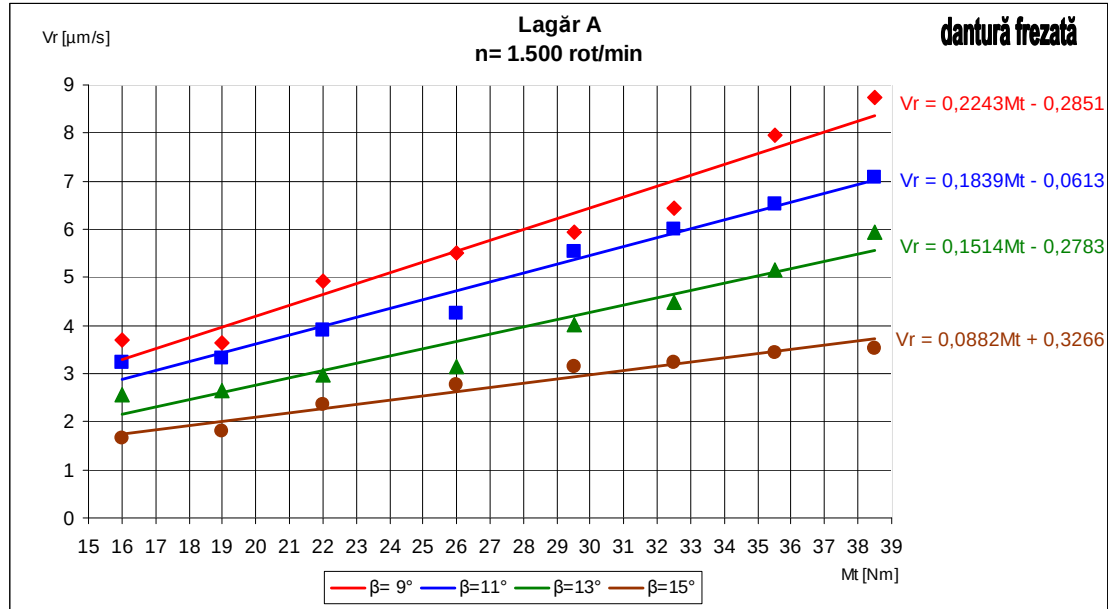


Fig. 5.10. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de
momentul de încărcare

Pe baza graficului de mai sus, se poate concluziona că amplitudinile maxime ale vitezelor rezultante din planul radial cresc cu creșterea momentului de încărcare, respectiv cu scăderea unghiului de înclinare al danturilor.

Admițând o variație liniară de tipul $f(x) = ax + b$, s-au stabilit următoarele ecuații (empirice) de variație a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, funcție de momentul de încărcare ($v_r = f(M_t)$):

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$:

$$v_r = 0,2243 \cdot M_t - 0,2851 \quad (5.17)$$

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$:

$$v_r = 0,1839 \cdot M_t - 0,0613 \quad (5.18)$$

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 13^\circ$:

$$v_r = 0,1514 \cdot M_t - 0,2783 \quad (5.19)$$

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 15^\circ$:

$$v_r = 0,0882 \cdot M_t + 0,3266 \quad (5.20)$$

În formulele (5.17), (5.18), (5.19) și (5.20) v_r se exprimă în $[\mu\text{m/s}]$ și M_t în $[\text{Nm}]$.

5.3 Simularea numerică a transmisiei cu roți dințate

Simularea numerică s-a făcut cu ajutorul programului de simulare SimulationX3- Student Edition, dezvoltat de firma germană ITI GmbH Dresden, pus la dispoziția autorului tezei în mod gratuit, pentru o perioadă limitată de timp.

Programul este un software standard pentru evaluarea de interacțiune a tuturor componentelor sistemelor tehnice, fiind utilizat ca un instrument CAE (Computer- Aided Engineering) universal, folosit în modelarea, simularea și analiza efectelor fizice. Softul pune la dispoziția utilizatorului librării „ready to use” pentru studiul mecanismelor plane (1D), sistemelor complexe tridimensionale (3D), transmisiilor de putere, sistemelor hidraulice, pneumatice, termodinamice sau electrice, precum și a antrenărilor electrice sau magnetice. Aceste librării de modele, care includ componente validate, au fost dezvoltate în strânsă cooperare cu numeroși parteneri din domeniul industriei, precum și cu institute de cercetare.

Pe baza calculelor și argumentelor prezentate la subcapitolul 4.5, pentru modelarea dinamică a transmisiei cu roți dințate, s-a pornit de la modelul matematic cu un grad de libertate (1 DOF) descris în subcapitolul 4.2.

Utilizând librăria pusă la dispoziție de programul de simulare, s-a construit modelul prezentat în figura 5.11.

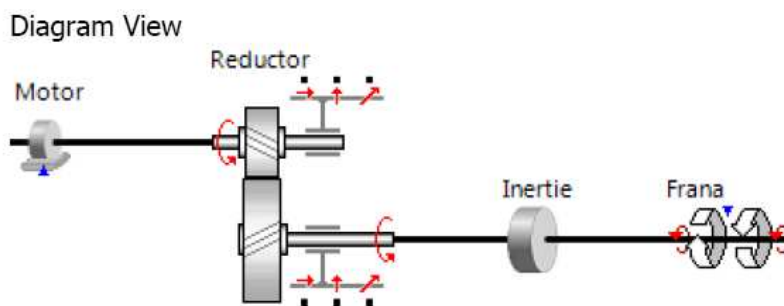


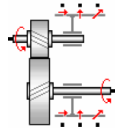
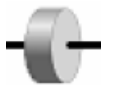
Fig. 5.11. Model pentru simularea numerică a transmisiei cu roți dințate

S-au folosit elementele descrise în tabelul 5.2. și pentru ca modelul să fie mai intuitiv, obiectele s-au redenumit în limba română.

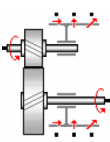
Odată obiectele introduse, s-a făcut legătura între ele și apoi au fost parametrizate, activându-se protocoalele pentru rezultatele variabilelor ce se doresc a se tipări după rularea simulării. Modificările față de valorile implicite ale parametrilor obiectelor se prezintă în tabelul 5.3

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

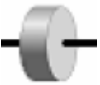
Tabelul 5.2

Nr. crt.	Denumire librărie	Denumire obiect <i>Funcție</i>	Simbol
1	Mechanics/ Rotational Mechanics	Preset  <i>permite stabilirea stării de mișcare prescrise (în acest caz de rotație)</i>	
2	Power Transmission/ Transmission Elements	Gear  <i>model detaliat al unei transmisii cu roți dințate, incluzând elemente de rigiditate și amortizare</i>	
3	Mechanics/ Rotational Mechanics	Inertia  <i>simulează momentul de inerție al maselor aflate în rotație (s-a redus momentul de inerție al pinionului și roții la axa arborelui de ieșire)</i>	
4	Mechanics/ Rotational Mechanics	External torque  <i>simulează momentul de frânare aplicat reductorului</i>	

Tabelul 5.3

Obiect al modelului	Parametrii introduși
Motor 	☐ Pentru parametrizarea elementului <i>Motor</i> s-a definit tipul (kind) elementului de rotație (Rotational Speed) și s-a indicat turația (1.500 rot/ min) Kind kind: Rotational Speed Rotational Speed om: 1500 U/min
Reductor 	☐ Pornind de la modelul matematic propus în capitolul 4.2, acestui obiect i s-au setat următorii parametrii: - elementele geometrice ale danturii; Geometry Normal Modulus mn: 4 mm Helix Angle beta: 15 ° Common Face Width bw: 50 mm Rotary Backlash jt: 0.2 mm No. of Teeth (Gear 1) z1: 17 - No. of Teeth (Gear 2) z2: 43 - Pressure Angle alphan: 20 ° Tooth Contact ☐ Rigid

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

	- rigiditatea angrenării; Stiffness of Tothing ☒ Preset of Stiffness (specific, related to the tooth width and transverse) as kindS: Function over Norm. Meshing Length l ▾ Function f(Ln) kf: 7e9+5e9*sin(pi*Ln)^0.8 N/m/m ▾ - amortizarea prin filmul de ulei (Viscous Damping). Preset of Damping kindDamping: Viscous Damping ▾ ☐ Ca rezultate ale simulării numerice s-a cerut variația forței normale pe flancul dintelui; Normal Force, Left Flank Fbnl: N ▾
Inerție 	☐ Pentru parametrizarea acestui obiect s-a definit: - valoarea momentului de inerție a elementelor de rotație ale frânei (pompei de ulei); Moment of Inertia J: 0.05 kgm² ▾ - modul de calcul a turației frânei. Initial Rotational Speed om0: -(Motor.om*Reductor.z1) $n = n_{Motor} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$
Frână 	☐ Pentru parametrizarea frânei s-a indicat momentul de încărcare aplicat transmisiei cu roți dințate (în acest caz, momentul maxim). Torque T: 38.5 Nm ▾

Pentru modelul astfel definit și parametrizat, s-au rulat calculele de simulare pentru cele patru perechi de angrenaje cu unghi de înclinare al danturii de 9°, 11°, 13° și 15°.

Curbele de variație a forței normale pe flancul dintelui, calculate pentru cele patru unghiuri de înclinare ale danturilor se prezintă în figurile 5.12- 5.15. În mod evident, după cum arată și figurile, forța normală pe dinte are o variație cu o perioadă T de cca. 0,00235s, care corespunde unei frecvențe $f = \frac{1}{T} = \frac{1}{0,00235} = 425\text{Hz}$, care coincide cu frecvența de angrenare f_z calculată la turația motorului de antrenare $n = 1.500\text{ rpm}$ (a se vedea și tabelul 5.1).

De aici, se poate trage concluzia că *variația forței normale pe dinte poate fi asimilată cu vibrația generată de angrenaj*.

Din figurile 5.12 – 5.15 se pot măsura amplitudinile (peak - peak) curbelor de variație a forței normale pe dinte, rezultatele fiind prezentate în tabelul 5.4.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Tabelul 5.4

Unghi de înclinare β	9°	11°	13°	15°
Maxim forță normală [N]	740	655	625	610
Minim forță normală [N]	250	340	340	380
Amplitudine peak- peak[N]	490	315	285	230
Variație procentuală a amplitudinii măsurate	100%	64,3%	58,2%	46,9%

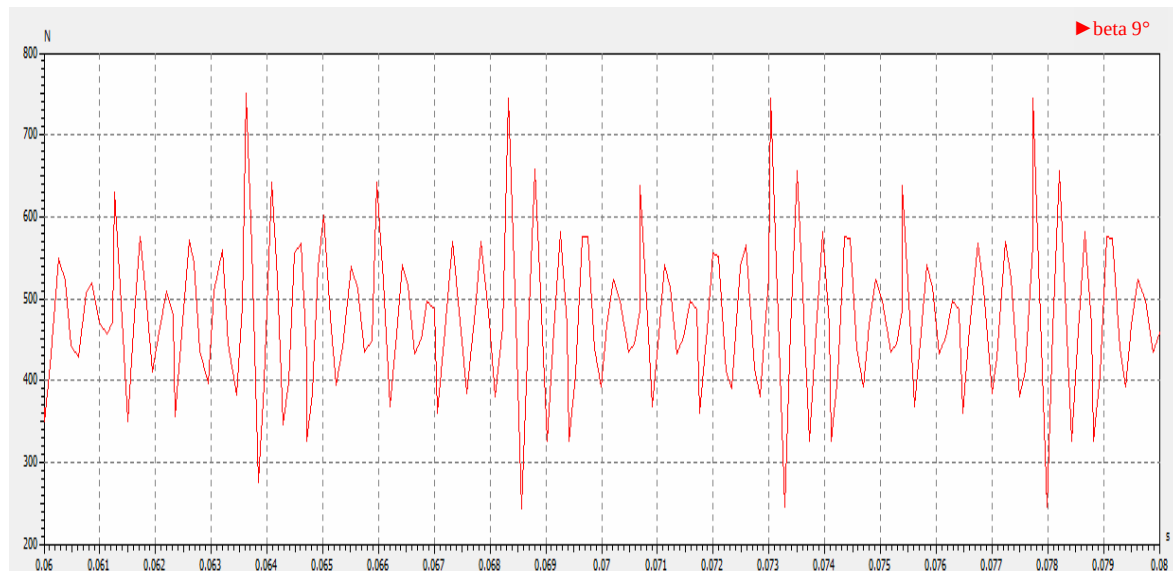


Fig. 5.12. Curba de variație a forței normale pe flancul dintelui la angrenajul cu $\beta = 9^\circ$

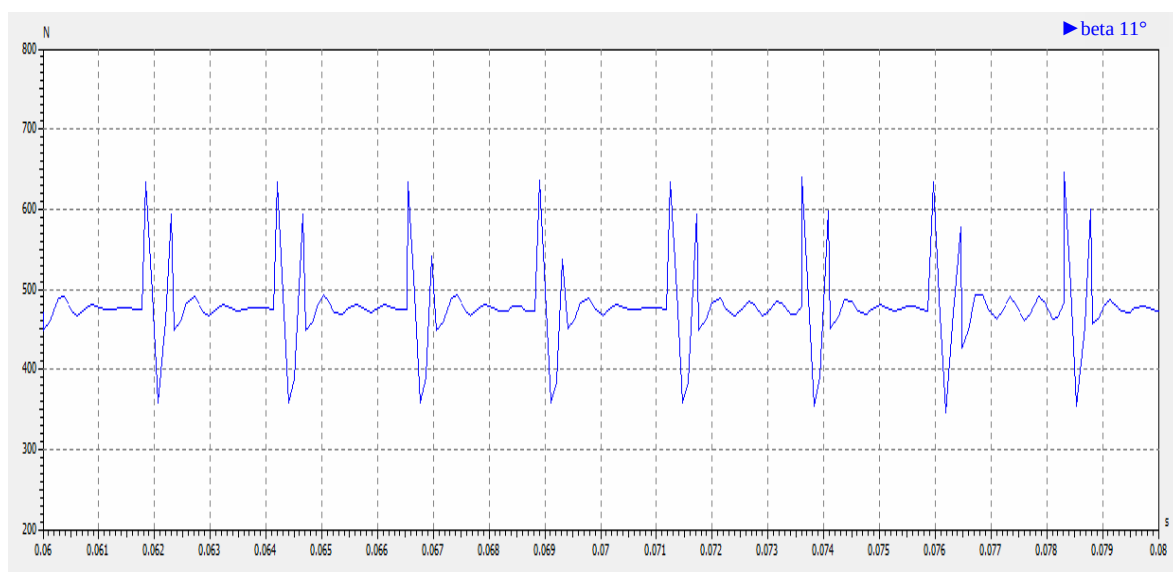


Fig. 5.13. Curba de variație a forței normale pe flancul dintelui la angrenajul cu $\beta = 11^\circ$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

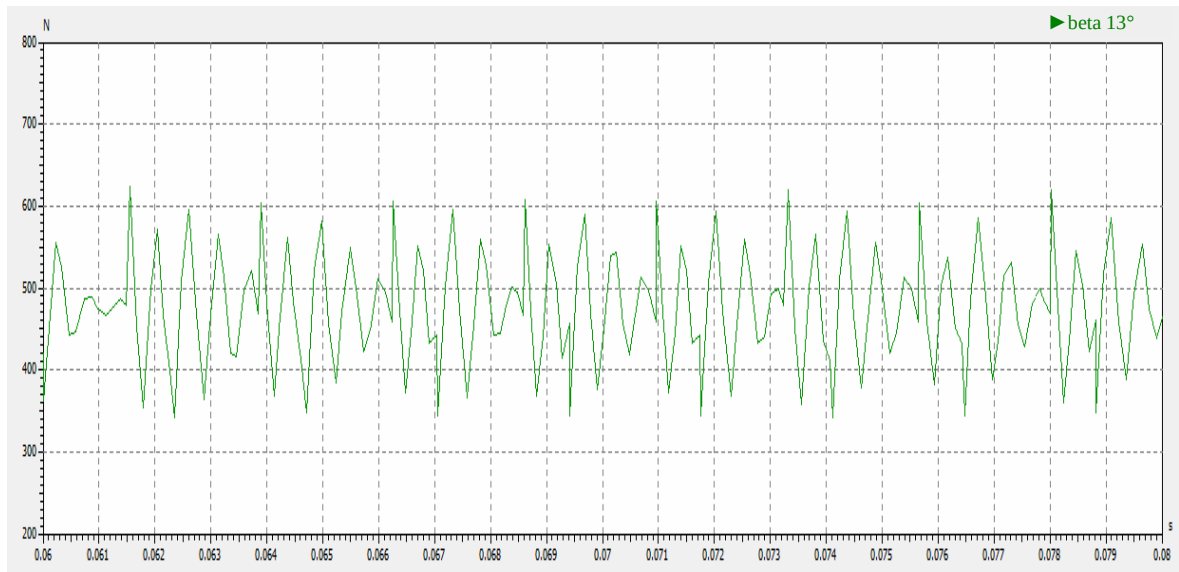


Fig 5.14. Curba de variație a forței normale pe flancul dintelui la angrenajul cu $\beta = 13^\circ$

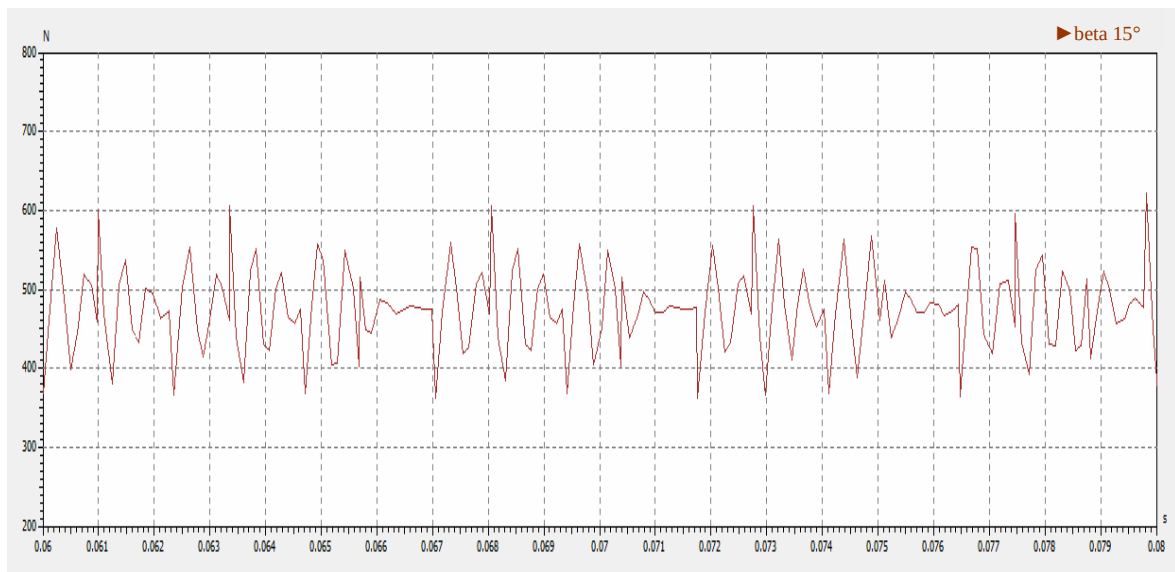


Fig. 5.15. Curba de variație a forței normale pe flancul dintelui la angrenajul cu $\beta = 15^\circ$

Pe baza figurilor 5.12- 5.15 se poate trage concluzia că creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea amplitudinilor vibrațiilor produse de angrenaj. Această concluzie confirmă, pe de o parte, corectitudinea măsurărilor experimentale și, pe de altă parte, validează modelul matematic ales pentru simularea dinamică a transmisiei.

Corectitudinea măsurărilor experimentale și a valabilității modelului matematic ales pentru simularea dinamică a transmisiei sunt confirmate și de figura 5.16, unde se prezintă, pentru cele patru perechi de angrenaje, pe de o parte, variația procentuală a amplitudinilor maxime a vitezelor de vibrație din planul radial, măsurate experimental pe lagărul A și, pe de altă parte,

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

variația procentuală a amplitudinilor forței normale pe dinte (asimilate cu vibrația generată de angrenaj) determinată cu ajutorul simulării numerice.

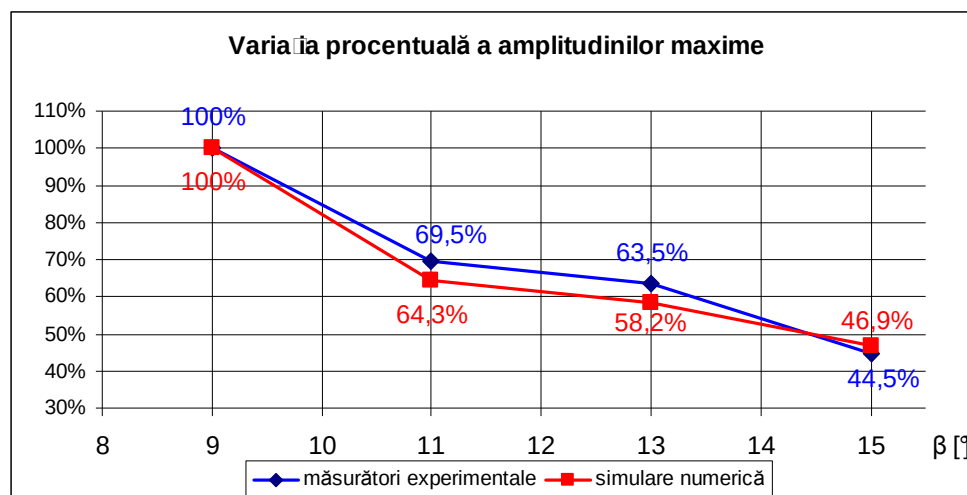


Fig. 5.16. Reprezentare comparativă a variației procentuale a amplitudinilor vibrațiilor determinate experimental și prin simulare numerică, funcție de unghiul de înclinare al danturii

5.4 Concluzii și contribuții originale

Capitolul cinci al tezei prezintă cercetările autorului privind influența unghiului de înclinare al danturii unei transmisii prin roți dințate cilindrice asupra nivelului de vibrații.

Încercările experimentale s-au făcut pe patru perechi de angrenaje având unghiul de înclinare al dinților $\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15° , a căror dantură s-a prelucrat prin frezare, în clasa a 8-a de precizie.

Măsurătorile de vibrații s-au făcut pe lagărele din dreptul fusurilor de intrare, respectiv ieșire ale reductorului, 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 ($T_2 = 16, 19, 22, 26, 29,5, 32,5, 35,5, 38,5$ Nm).

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

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

➤ amplitudinea maximă a accelerațiilor măsurate în plan radial (planul radial = planul xOy perpendicular pe axa de rotație a pinionului, respectiv roții) la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

➤ amplitudinea maximă a accelerației măsurate în direcție axială (direcția axială= direcția Oz- de-a lungul axei de rotație a pinionului, respectiv roții) la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

➤ amplitudinea maximă a vitezelor măsurate în planul radial xOy la frecvența de angrenare f_z sau armonici ale acesteia;

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

Prin compunerea geometrică a celor două componente măsurate în plan radial (v_x și v_y), s-a calculat amplitudinea maximă a vitezei radiale corespunzătoare frecvenței de angrenare f_z sau armonicilor acesteia.

În anexa A se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărele din dreptul arborilor de intrare, respectiv ieșire ale reductorului, la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare, pentru cele 6 treapte de turație alese.

Din graficele prezentate în anexele A1-A4 sau tras următoarele concluzii, respectiv contribuții originale:

➤ amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea turației;

➤ amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea momentului de încărcare aplicat transmisiei;

➤ chiar dacă în domeniul turațiilor joase (1.000- 1.200 rpm) nu se înregistrează creșteri semnificative ale amplitudinilor în raport cu momentul de frânare, aceste creșteri devin evidente la turațiile mari (1400 și 1500 rpm);

➤ în gama inferioară de turații (1.000 - 1.200 rpm), unghiul de înclinare al danturii nu influențează vizibil amplitudinile vitezelor de vibrație măsurate;

➤ în gama superioară de turații (1.300 – 1.500 rpm), creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea importantă a amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate;

➤ panta de creștere a amplitudinilor vitezelor de vibrație, în raport cu momentul de transmitere, este mai mare în cazul înclinărilor de 9° și 11° , comparativ cu valorile măsurate la angrenajele având unghiul de înclinare β de 13° , respectiv 15° .

S-a putut trage concluzia generală că *creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate.*

Această concluzie este susținută atât, din punct de vedere teoretic, cât și de simularea numerică efectuată cu ajutorul programului SimulationX.

Teoretic, creșterea unghiului de înclinare al danturii, în condițiile păstrării constante a celorlalte elemente geometrice (modul, număr de dinți, distanță între axe etc.), duce la scăderea

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

coeficienților de deplasare al danturilor, deci la reducerea razei de curbură a evolventei dinților, având ca efect scăderea frecării de rostogolire, frecare care induce impulsuri de vibrații.

Creșterea unghiului de înclinare al danturii, ca măsură de reducere a nivelului de vibrații este aplicabilă în limitele în care creșterea componentei axiale a forței rezultate din angrenare este preluată de lagării reductorului.

Ca urmare, posibilitățile de reducere a nivelului de vibrații ale unui reductor prin creșterea unghiului de înclinare al danturii trebuie judecate în strânsă legătură cu influența asupra sarcinii echivalente aplicate lagărilor și în condițiile menținerii unei duratei de viață acceptabile a rulmenților.

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

- se descrie variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare, funcție de turația motorului de antrenare;
- se definesc, pentru cele patru perechi de angrenaje, ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de turația motorului de antrenare ($v_r = f(n)$);
- se prezintă variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare;
- se propun, pentru cele patru perechi de angrenaje, ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de momentul de încărcare ($v_r = f(M_t)$);
- se reprezintă variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare, funcție de unghiul de înclinare al danturilor β ;
- se propun ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de unghiul de înclinare al danturilor ($v_r = f(\beta)$) pentru trei turații ($n = 1.500, 1400$ și 1.000 rot/min).

6. CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA PRECIZIEI DE PRELUCRARE A DANTURII ASUPRA NIVELULUI DE VIBRAȚII AL UNEI TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE

6.1 Influența preciziei de prelucrare a danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice

Încercările experimentale s-au făcut tot pe patru perechi de angrenaje (pinion + roată dințată), cu unghiul de înclinare al danturilor de 9° , 11° , 13° și 15° , a căror dantură a fost rectificată în clasa a 6-a de precizie.

În tabelele 6.1 și 6.2 se prezintă, pentru analiză comparativă: dantură frezată versus dantură rectificată, pricipalii factori care determină precizia de prelucrare a unei danturi.

Măsurarea și documentarea abaterilor de prelucrare a danturilor s-a făcut pe mașina de măsurat CNC Klingelnberg tip PNC 1500 (v. figura 6.1), existentă în dotarea S.C. Reșița Reductoare S.A.

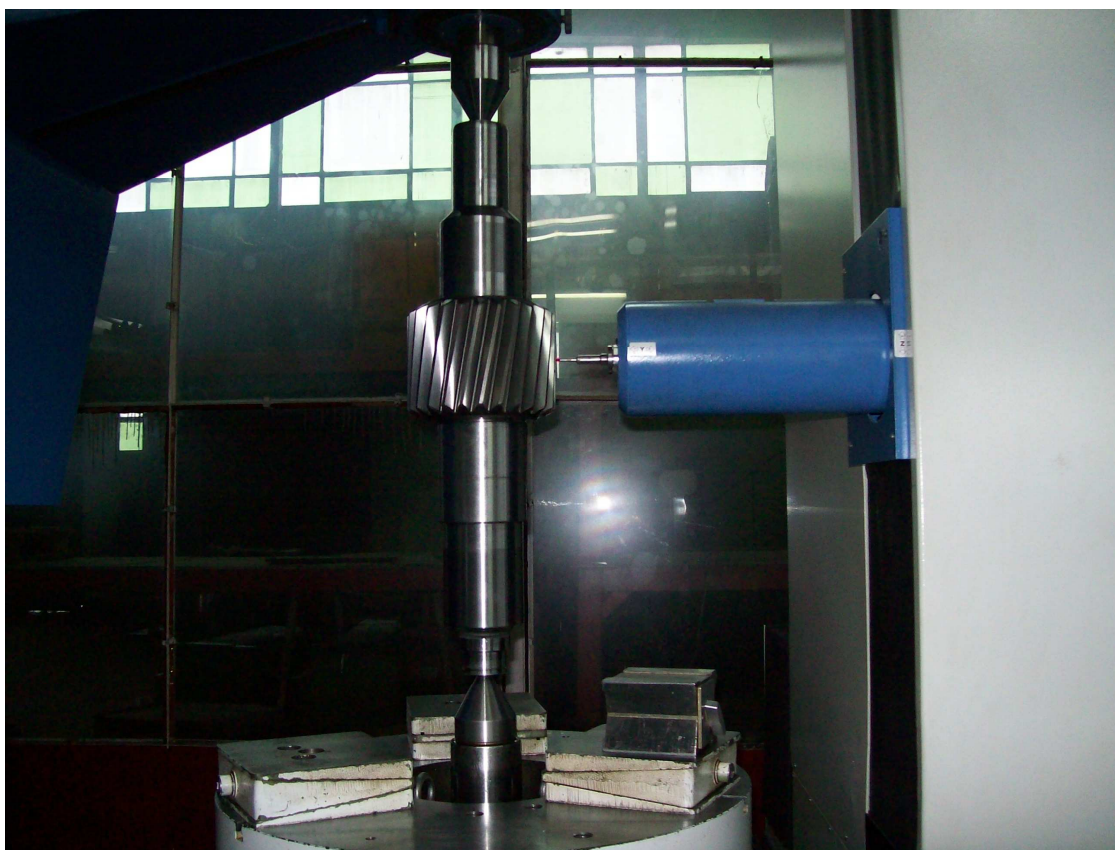


Fig. 6.1. Mașină de măsurat roți dințate Klingelnberg

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Tabelul 6.1

Pinion $z=17$								
Unghi de înclinare	$\beta=9^\circ$		$\beta=11^\circ$		$\beta=13^\circ$		$\beta=15^\circ$	
Procedeu de prelucrare	frezare	rectific.	frezare	rectific.	frezare	rectific.	frezare	rectific.
f_f [μm]	19	4	20	3	20	4	20	5
$f_{H\alpha}$ [μm]	11	2	4	2	14	2	10	3
$f_{f\beta}$ [μm]	8	4	7	6	5	4	4	5
F_β [μm]	25	6	24	9	25	7	25	8
F_R [μm]	38	16	29	18	30	16	28	18

Tabelul 6.2

Roată dințată $z=43$								
Unghi de înclinare	$\beta=9^\circ$		$\beta=11^\circ$		$\beta=13^\circ$		$\beta=15^\circ$	
Procedeu de prelucrare	frezare	rectific.	frezare	rectific.	frezare	rectific.	frezare	rectific.
f_f [μm]	20	2	22	3	19	2	19	3
$f_{H\alpha}$ [μm]	14	1	12	3	14	2	8	2
$f_{f\beta}$ [μm]	8	2	9	4	7	5	7	5
F_β [μm]	10	6	9	5	15	6	10	5
F_R [μm]	12	10	36	12	35	16	50	20

unde:

f_f - abaterea de formă a profilului (profile form error);

$f_{H\alpha}$ - abaterea unghiului profilului (profile angle error);

$f_{f\beta}$ - abaterea longitudinală de formă (longitudinal form error);

F_β - abaterea totală de la linia flancului (total alignment error);

F_R - bătaia radială (radial run out).

Pentru măsurarea vibrațiilor, s-au amplasat accelerometrele pe lagărele A și D, culegerea datelor făcându-se 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 rpm, respectiv la aceleași opt trepte de moment de încărcare: $T_2 = 16, 19, 22, 26, 29,5, 32,5, 35,5$ și $38,5$ Nm.

Cu ajutorul analizei FFT s-au înregistrat vârfurile (amplitudinile) vitezelor și accelerațiilor măsurate la frecvența de angrenare, respectiv armonicele acesteia.

Prin compunerea geometrică a amplitudinilor vitezelor măsurate în planul radial (v_x și v_y), s-a calculat amplitudinea maximă a vitezei radiale corespunzătoare frecvenței de angrenare f_z sau armonicilor acesteia.

6.1.1 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=9^\circ$

În figurile B1.1 – B1.7 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare (frânare), pentru cele 6 trepte de turație alese.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Aceeași variație se prezintă în figurile B1.8 – B1.14 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

6.1.2 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=11^\circ$

În figurile B2.1 – B2.7 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare, pentru cele 6 trepte de turație alese.

Aceeași variație se prezintă în figurile B2.8 – B2.14 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

6.1.3 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=13^\circ$

În figurile B3.1 – B3.7 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare, pentru cele 6 trepte de turație alese.

Aceeași variație se prezintă în figurile B3.8 – B3.14 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

6.1.4 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=15^\circ$

În figurile B4.1 – B4.7 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare, pentru cele 6 trepte de turație alese.

Aceeași variație se prezintă în figurile B4.8 – B4.14 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

6.2 Compararea rezultatelor măsurărilor

Din graficele prezentate în anexele B2- B4 se confirmă, odată în plus, concluzii trase la capitolul 5.2:

- amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea turației;
- amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea momentului de torsiune la arborele de ieșire din reductor;
- chiar dacă în domeniul turațiilor joase (1.000- 1.200 rpm) nu se înregistrează creșteri semnificative ale amplitudinilor în raport cu momentul de încărcare, aceste creșteri devin evidente la turațiile mari (1400 și 1500 rpm).

Influența unghiului de înclinare al danturii asupra vitezelor radiale (v_r), respectiv axiale (v_z), măsurate pe lagărul A se prezintă, în funcție de momentul de încărcare și cele șase trepte de turație alese, în figurile 6.2 și 6.3.

Aceeași variație a vitezelor, măsurate pe lagărul D, se prezintă în figurile 6.4 și 6.5.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

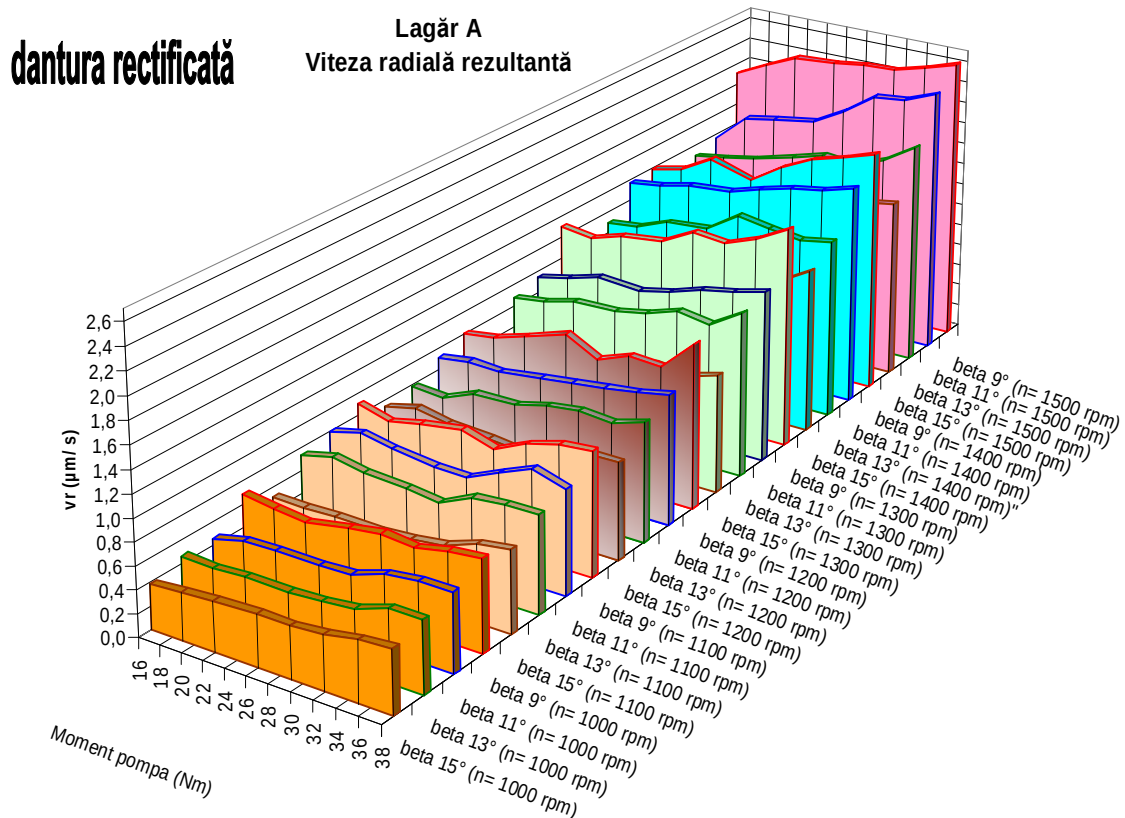


Fig. 6.2. Variația vitezei radiale rezultante măsurate pe lagărul A

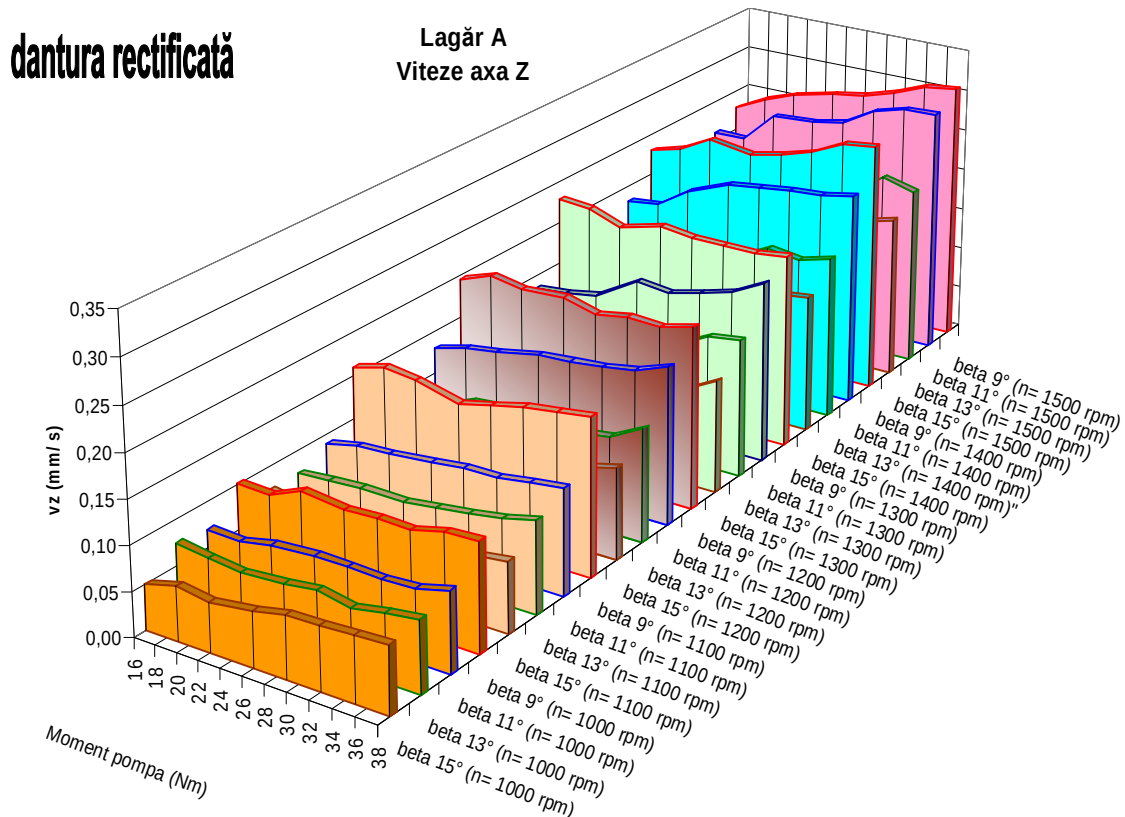


Fig. 6.3. Variația vitezei axiale măsurate pe lagărul A

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

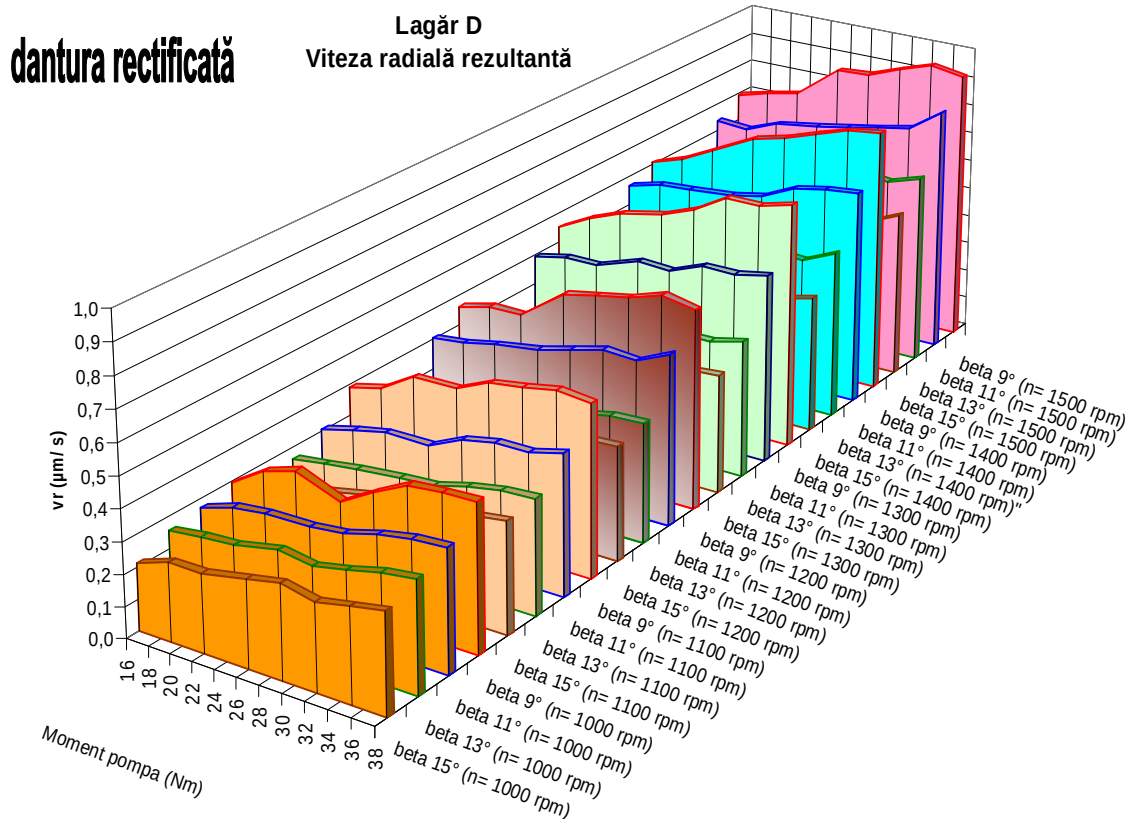


Fig. 6.4. Variația vitezei radiale rezultante măsurate pe lagărul D

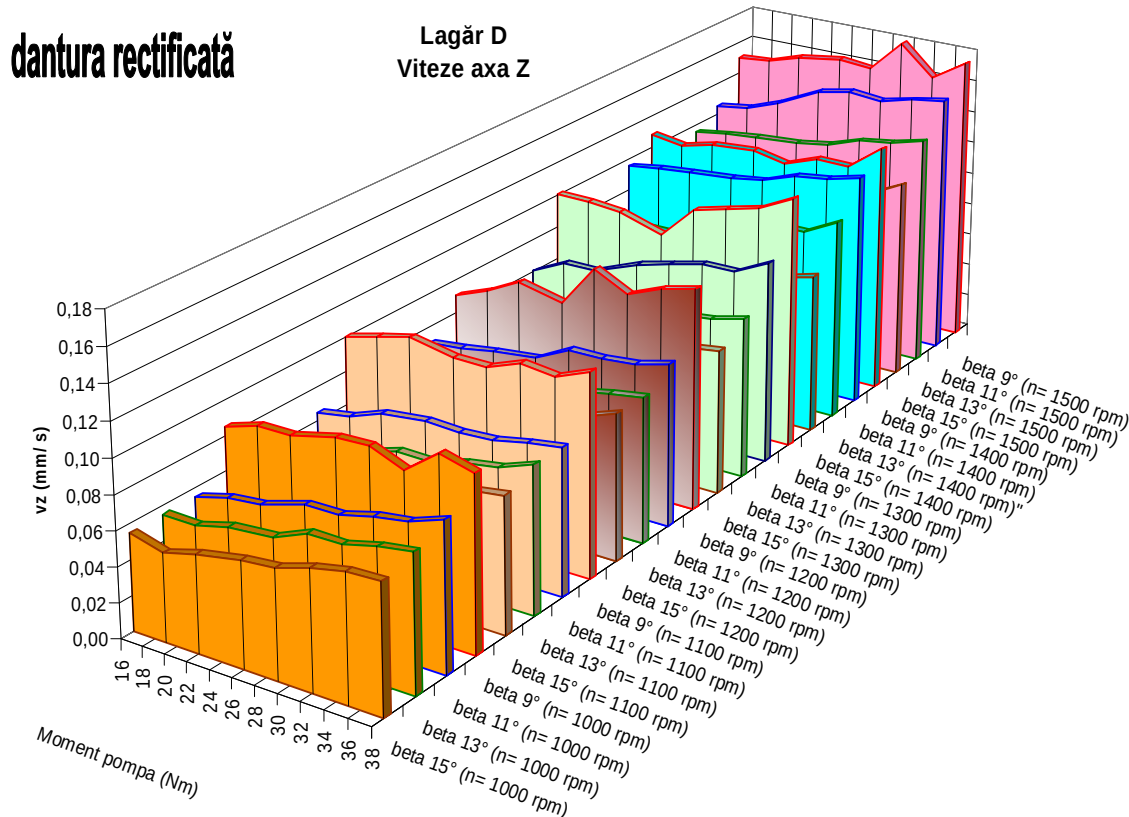


Fig. 6.5. Variația vitezei axiale măsurate pe lagărul D

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Pe baza informațiilor conținute de figurile 6.2 - 6.5 se reconfirmă concluzia trasă la capitolul anterior: *creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate.*

Influența preciziei de prelucrare a danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate se prezintă în figurile următoare. Astfel, în figura 6.6 s-au reprezentat vitezele radiale rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare, funcție de turația motorului de antrenare, în cazurile:

- montării angrenajului cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$, a cărei dantură s-a prelucrat prin frezare în clasa a 8-a de precizie;
- montării aceluiași angrenaj, dar a cărei dantură s-a rectificat în clasa a 6-a de precizie.

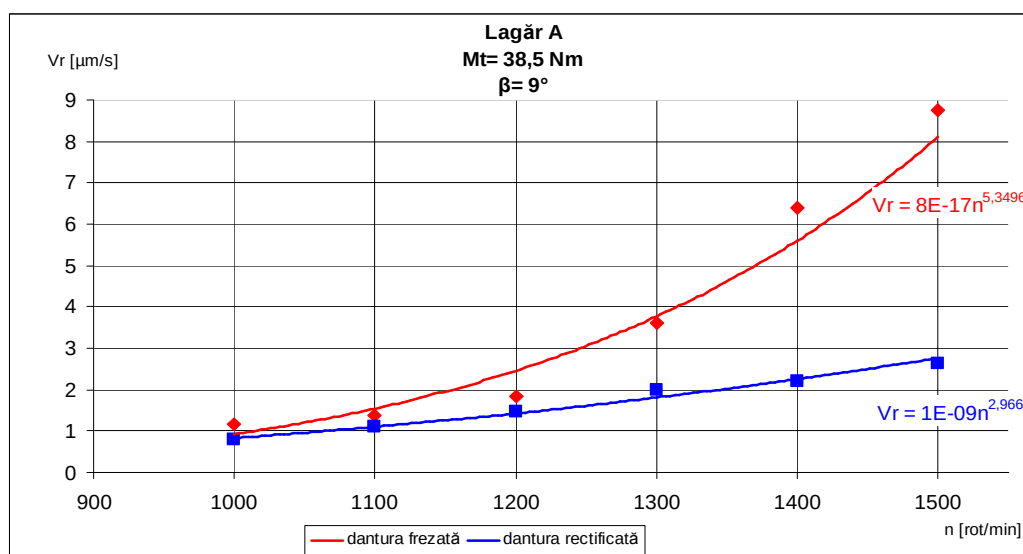


Fig. 6.6. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de turația motorului la angrenajul cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$

Pentru a evidenția diferența: *dantură frezată - versus dantură rectificată*, s-a prezentat în figura 6.7 aceeași variație a vitezelor radiale rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare ($M_t = 38,5$ Nm), funcție de turația motorului de antrenare și pentru angrenajul având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$.

Admițând o dependență de tipul funcției de putere ($f(x) = ax^n$), s-au stabilit următoarele ecuații (empirice) de variație a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, funcție de turația motorului de antrenare ($v_r = f(n)$):

a) pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$:

- cu dantura prelucrată prin frezare:

$$v_r = 8 \cdot 10^{-17} \cdot n^{5,3496} \quad (6.1)$$

- cu dantura prelucrată prin rectificare:

$$v_r = 10^{-9} \cdot n^{2,9666} \quad (6.2)$$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

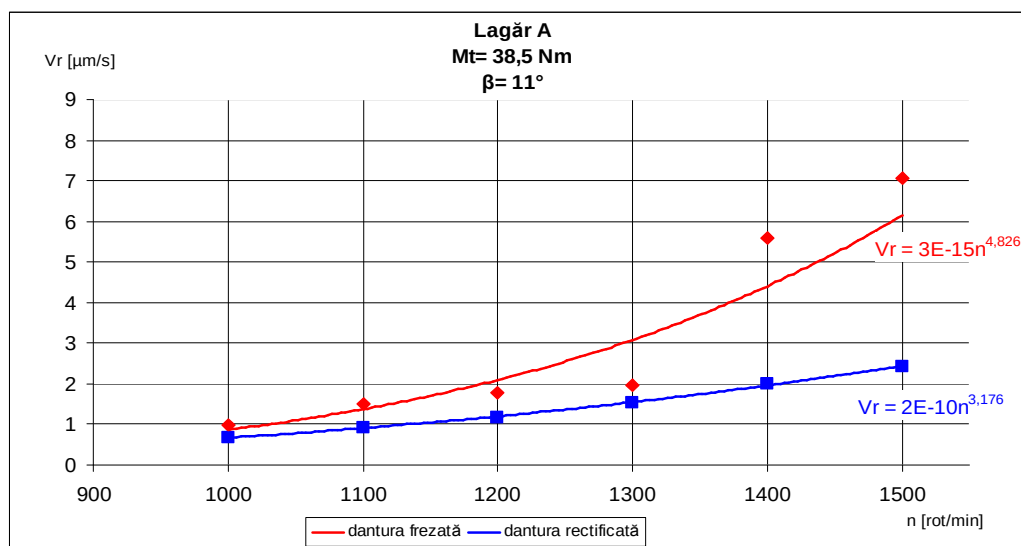


Fig. 6.7. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de turația motorului la angrenajul cu unghi de înclinare $\beta = 11^\circ$

b) pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$:

- cu dantura prelucrată prin frezare:

$$v_r = 3 \cdot 10^{-15} \cdot n^{4,8266} \quad (6.3)$$

- cu dantura prelucrată prin rectificare:

$$v_r = 2 \cdot 10^{-10} \cdot n^{3,176} \quad (6.4)$$

În formulele (6.1), (6.2), (6.3) și (6.4), v_r se exprimă în [$\mu\text{m/s}$] și n în [rot/min].

În figurile următoare se prezintă comparativ: *dantură frezată - versus rectificată*, variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare ($n = 1.500$ rot/min), funcție de momentul de încărcare (M_t):

- pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$ în figura 6.8;

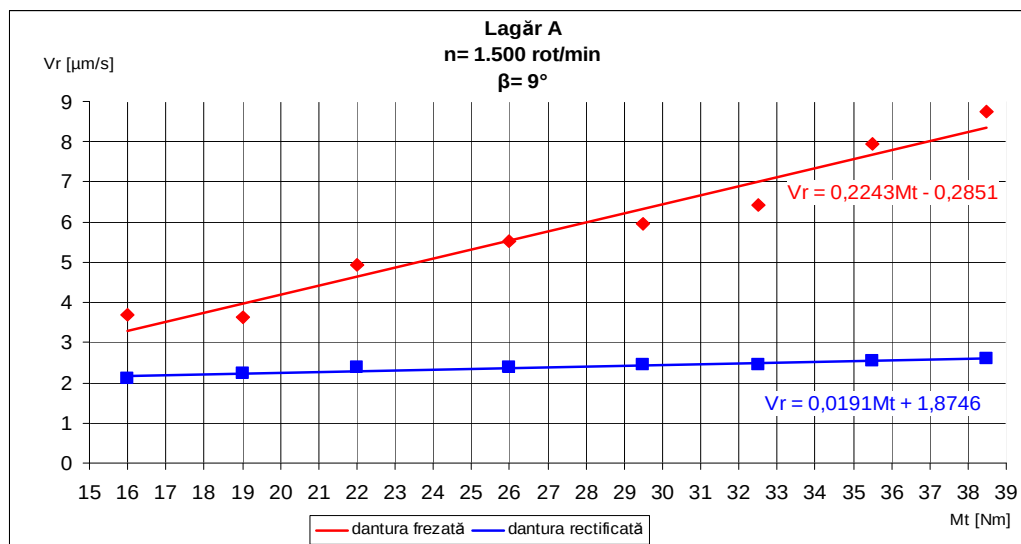


Fig. 6.8. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de momentul de încărcare la angrenajul cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

-pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta=11^\circ$ în figura 6.9.

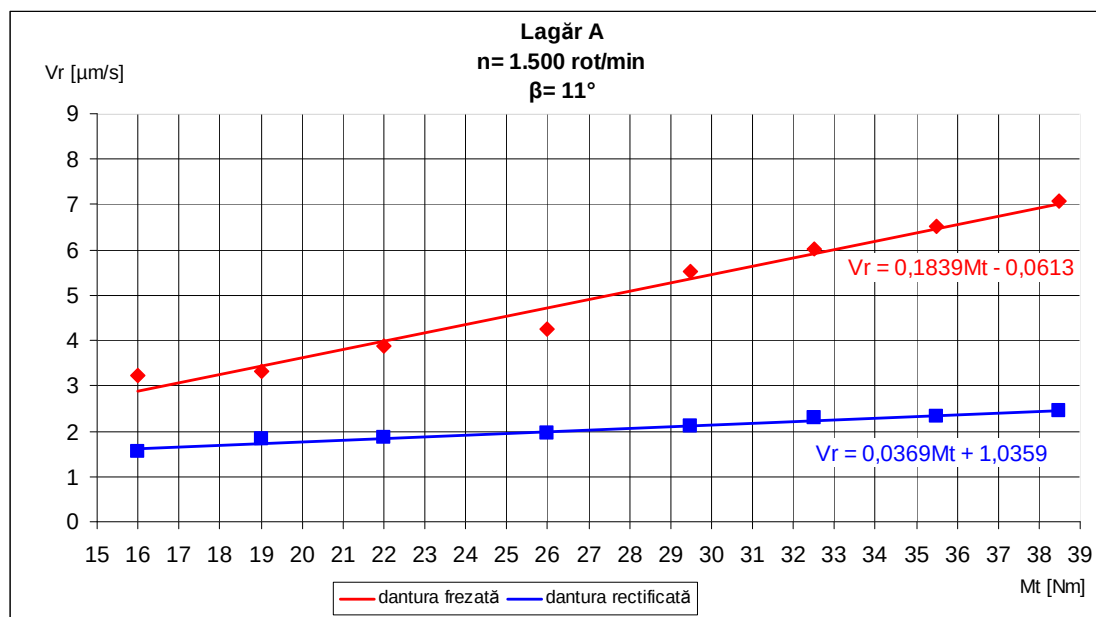


Fig. 6.9. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de momentul de încărcare la angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=11^\circ$

Admițând o variație liniară de tipul $f(x) = ax + b$, s-au stabilit următoarele ecuații (empirice) de variație a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, funcție de momentul de încărcare ($v_r = f(M_t)$):

a) pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta=9^\circ$:

- cu dantura prelucrată prin frezare:

$$v_r = 0,2243 \cdot M_t - 0,2851 \quad (6.5)$$

- cu dantura prelucrată prin rectificare:

$$v_r = 0,0191 \cdot M_t + 1,87646 \quad (6.6)$$

b) pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta=11^\circ$:

- cu dantura prelucrată prin frezare:

$$v_r = 0,1839 \cdot M_t - 0,0613 \quad (6.7)$$

- cu dantura prelucrată prin rectificare:

$$v_r = 0,0369 \cdot M_t + 1,0359 \quad (6.8)$$

În formulele (6.5), (6.6), (6.7) și (6.8), v_r se exprimă în $[\mu\text{m/s}]$ și M_t în $[\text{Nm}]$.

Rezultatele prezentate în figurile 6.6 - 6.9 ne îndreptățesc să tragem concluzia că: creșterea preciziei de prelucrare a danturii, prin rectificare, duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Această scădere a amplitudinilor maxime ale vitezelor rezultante (v_r) din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare ($n = 1.500 \text{ rot/min}$) și la momentul maxim de încărcare ($M_t = 38,5 \text{ Nm}$), este de:

- **70,02 %** pentru perechea de roți dințate cu unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$;
- **65,49%** pentru perechea de roți dințate cu unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$.

6.3 Concluzii și contribuții originale

Capitolul șase al tezei prezintă cercetările autorului privind influența preciziei de prelucrare a danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii prin roți dințate cilindrice.

Încercările experimentale s-au făcut pe patru perechi de angrenaje având unghiul de înclinare al dinților $\beta = 9^\circ, 11^\circ, 13^\circ$ și 15° , a căror dantură s-a prelucrat prin rectificare, în clasa a 6-a de precizie.

Măsurătorile de vibrații s-au făcut pe lagărele din dreptul arborilor de intrare, respectiv ieșire ale reductorului, la șase trepte de turație ale motorului de antrenare ($n_1 = 1.000, 1.100, 1.200, 1.300, 1.400, 1.500 \text{ rot/min}$) și la opt trepte de moment de încărcare ($T_2 = 16, 19, 22, 26, 29,5, 32,5, 35,5, 38,5 \text{ Nm}$).

În anexa B se prezintă variația vârfurilor accelerațiilor, respectiv vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărele din dreptul arborilor de intrare, respectiv ieșire ale reductorului, la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare, pentru cele 6 trepte de turație alese.

Din graficele prezentate în anexele B1-B4 s-a reconfirmat concluzia trasă în capitolul anterior, cum că *creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate*.

Prin compararea vitezele radiale rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate pe angrenajele cu dantură frezată, respectiv rectificată, s-a tras concluzia privitoare la influența preciziei de prelucrare a danturii asupra nivelului de vibrații al transmisiei cu roți dințate cilindrice cercetate: *creșterea preciziei de prelucrare a danturii, prin rectificare, duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate*.

Această scădere a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare ($n = 1.500 \text{ rot/min}$) și la momentul maxim de încărcare ($M_t = 38,5 \text{ Nm}$), este de:

- **70,02 %** pentru perechea de roți dințate cu unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$;
- **65,49%** pentru perechea de roți dințate cu unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$.

Prin cercetările întreprinse, autorul aduce următoarele contribuții originale:

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- se prezintă variația amplitudinilor maxime ale vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare, funcție de turația motorului de antrenare;
- se propun, pentru perechile de angrenaje cu unghi de înclinare $\beta = 9$ și 11° , ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de turația motorului de antrenare ($v_r = f(n)$), evidențiind influența creșterii preciziei de prelucrare asupra amplitudinilor măsurate;
- se prezintă variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare;
- se propun, pentru perechile de angrenaje cu unghi de înclinare $\beta = 9$ și 11° , ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de momentul de încărcare ($v_r = f(M_i)$), evidențiindu-se influența creșterii preciziei de prelucrare asupra amplitudinilor măsurate.

7. CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA ACOPERIRILOR CU TEFLON APLICATE DANTURILOR, ASUPRA NIVELULUI DE VIBRAȚII AL UNEI TRANSMISII CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE

7.1 Noțiuni generale privind teflonarea roților dințate în vederea reducerii nivelului de vibrații

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. Aceste tehnologii sunt tehnologii ecologice.

În prezent, în lume, materialele fluoropolimerice compozite au capătat o largă răspândire 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 (PTFE, PFA) și materiale de adaos (bisulfura de molibden, produse siliconice etc), înglobate într-un liant pentru asigurarea anumitor proprietăți. Dispersiile fluoropolimerice se aplică prin pulverizare sau imersie, pe un suport metalic pregătit corespunzător în scopul garantării aderenței, după aplicare urmând un tratament termic de uscare și, 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 cuplurilor 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.

Pentru îmbunătățirea comportării tribologice a roților dințate și pentru reducerea nivelului de zgomot, s-a folosit dispersia Xylan 1052, produsă de Whitford Plastics Ltd- Marea Britanie, care s-a aplicat doar pe flancurile danturilor roților dințate.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

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 două straturi, grosimea unui strat fiind de 12-20 μm , 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 - $+285$ ° C.

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 buna aderență a stratului aplicat la suport.

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

7.2 Fluxul tehnologic de acoperire cu material fluoropolimeric a suprafeței danturii roților dințate

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

1. degresare piese;
2. sablare piese;
3. degresare piese;
4. aplicare material fluoropolimeric Xylan 1052 în strat continuu, pe suprafața danturii;
5. uscare strat fluoropolimeric;
6. control aspect strat aplicat;
7. aplicarea celui de-al doilea strat de material fluoropolimeric;
8. uscarea celui de- al doilea strat de material fluoropolimeric;
9. control aspect după aplicarea celui de-al doilea strat fluoropolimeric;
10. tratament termic de reticulare strat fluoropolimeric;
11. control aspect strat fluoropolimeric aplicat;
12. control duritate strat fluoropolimeric.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

1. Degresare piese

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

2. Sablare piese

Este absolut necesară sablarea danturii roților dințate înainte de aplicarea materialului fluoropolimeric. Pentru a nu afecta suprafețele prelucrate final (ex. fusuri de rulment, alezaje etc.), se folosesc măști elastomerice.

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

După sablare, se face demascarea suprafețelor protejate, prin îndepărtarea măștilor elastomerice. Manevrarea se 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. Degresare piese

După operația de sablare, roțile dințate care urmează a fi acoperite cu material fluoropolimeric pe suprafața danturii vor fi degresate, prin imersie succesivă în baie de tricloretilenă sau alt solvent clorurat. Suprafața obținută după degresare trebuie să fie perfect curată, fără pete sau amprente.

4. Aplicarea dispersiei fluoropolimerice Xylan 1052 pe suprafața danturilor

Dispersia fluoropolimerică se aplică cu un pistol Binks HVLP, cu un randament de depunere de 70-80 %, net superior pistoalelor tradiționale.

Înainte de a fi aplicată, 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 $^{\circ}\text{C}$, pentru a asigura condițiile optime procesului de pulverizare. Se va filtra dispersia, printr-o sită de nylon cu mărimea ochiului de 200 μm , înainte de a fi introdusă în rezervorul pistolului de pulverizat.

Pentru a realiza un strat uniform, 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.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

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

5. Uscarea stratului fluoropolimeric aplicat

După aplicarea stratului fluoropolimeric, roțile dințate se transferă pe dispozitivele pentru tratament termic și se introduc în etuva pentru uscare. Se recomandă ca imediat după ce a fost acoperită o roată dințată, aceasta să fie introdusă în incinta de tratament termic, pentru a evita contaminarea stratului fluoropolimeric cu posibile particule de praf sau alte impurități din mediul înconjurător.

Uscarea stratului fluoropolimeric se recomandă a fi realizată la temperaturi ale suportului metalic de 100-150 $^{\circ}\text{C}$, timp de 10-20 minute.

6. Control aspect strat aplicat

După uscare, piesele se extrag din incinta de tratament termic și se mențin la temperatura ambiantă, până la răcire, după care se examinează cu ajutorul lupei stratul fluoropolimeric aplicat, acest trebuind 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, fluxul tehnologic urmând a 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 se face după același procedeu prezentat la punctul 4.

8. Uscarea celui de- al doilea strat de material fluoropolimeric

Operația respectă recomandările de la punctul 5.

9. Control aspect după aplicarea celui de-al doilea strat fluoropolimeric

Aspectarea după aplicarea celui de-al doilea strat respectă recomandările de la punctul 6.

10. Tratament termic de reticulare strat fluoropolimeric

Pieseile se introduc, montate pe dispozitive, în etuvă. Se recomandă o încălzire la 220 $^{\circ}\text{C}$ și o menținere timp 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 reticularea stratului fluoropolimeric conform celor menționate mai sus, piesele se extrag din incinta de tratament termic și se mențin la temperatura ambiantă, până la răcire, după care se examinează cu ajutorul lupei stratul fluoropolimeric aplicat, acesta trebuind 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, fluxul tehnologic putând fi reluat de la operația de sablare.

12. Control duritate strat fluoropolimeric

Controlul de duritate al stratului fluoropolimeric se face utilizând metoda creioanelor, conform normei institutului de cercetare MASTER SA , NCMT-LC-01, recomandându-se o duritate minimă 5H.

7.3 Influența acoperirii cu material fluoropolimeric asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice

Încercările experimentale s-au făcut 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.

În figura 7.1 se prezintă, pentru vizualizare comparativă, angrenajele teflonate, respectiv angrenaje fără depunere fluoropolimerică.

Pentru măsurarea vibrațiilor, s-au amplasat accelerometrele pe lagărele A și D, culegerea datelor făcându-se 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 rpm, respectiv la aceleași opt trepte de moment de frânare: $T_2 = 16, 19, 22, 26, 29,5, 32,5, 35,5$ și $38,5$ Nm.

S-a apelat, de asemenea, la analiza FFT înregistrându-se vârfurile (amplitudinile) măsurate la frecvența de angrenare, respectiv armonicele acesteia.

Prin compunerea geometrică a amplitudinilor vitezelor măsurate în planul radial (v_x și v_y), s-a calculat amplitudinea maximă a vitezei radiale corespunzătoare frecvenței de angrenare f_z sau armonicilor acesteia.

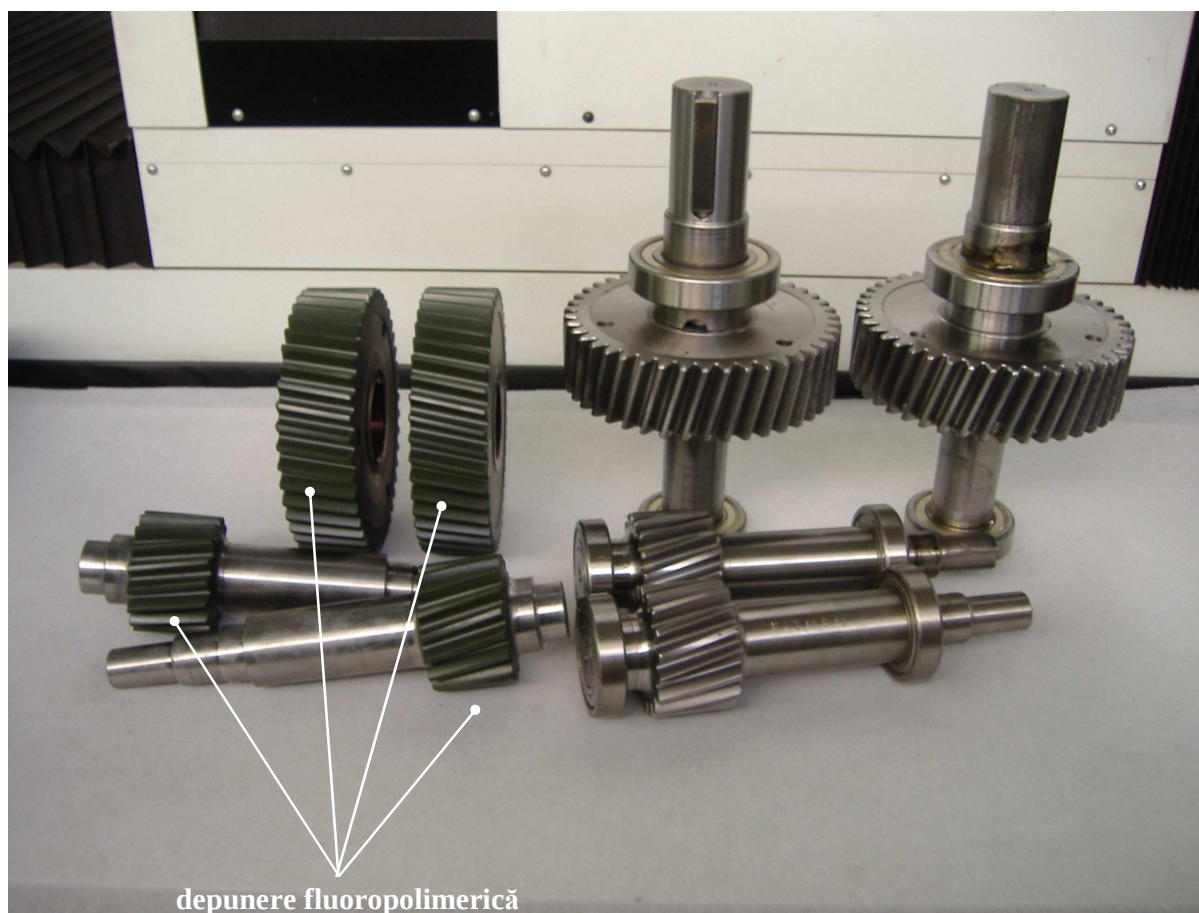


*Fig. 7.1. Vizualizare comparativă angrenaje teflonate, respectiv angrenaje
fără depunere fluoropolimerică*

7.3.1 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=9^\circ$

În figurile C1.1 – C1.4 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare (momentul măsurat la arborele de ieșire al reductorului), pentru cele 6 treapte de turație alese.

Aceeași variație se prezintă în figurile C1.5 – C1.8 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

7.3.2 Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=11^\circ$

În figurile C2.1 – C2.4 din anexa la prezenta teză se prezintă variația vârfurilor vitezelor vibrațiilor măsurate pe lagărul A la frecvențele de angrenare sau armonici ale acestora, în funcție de momentul de încărcare (momentul măsurat la arborele de ieșire al reductorului), pentru cele 6 treapte de turație alese.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

Aceeași variație se prezintă în figurile C2.5 – C2.8 pentru măsurătorile făcute pe lagărul D.

Amplitudinile vibrațiilor reprezentate în anexele C1 și C2 reconfirmă concluziile trase la capitolele 5 și 6:

- amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea turației;
- amplitudinile vibrațiilor cresc cu creșterea momentului de frânare aplicat transmisiei;
- chiar dacă în domeniul turațiilor joase (1.000- 1.200 rpm) nu se înregistrează creșteri semnificative ale amplitudinilor în raport cu momentul de frânare, aceste creșteri devin evidente la turațiile mari (1400 și 1500 rpm).

De asemenea, figurile 7.2- 7.5 întăresc concluzia privitoare la influența unghiului de înclinare al danturii asupra vitezelor măsurate : *creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație.*

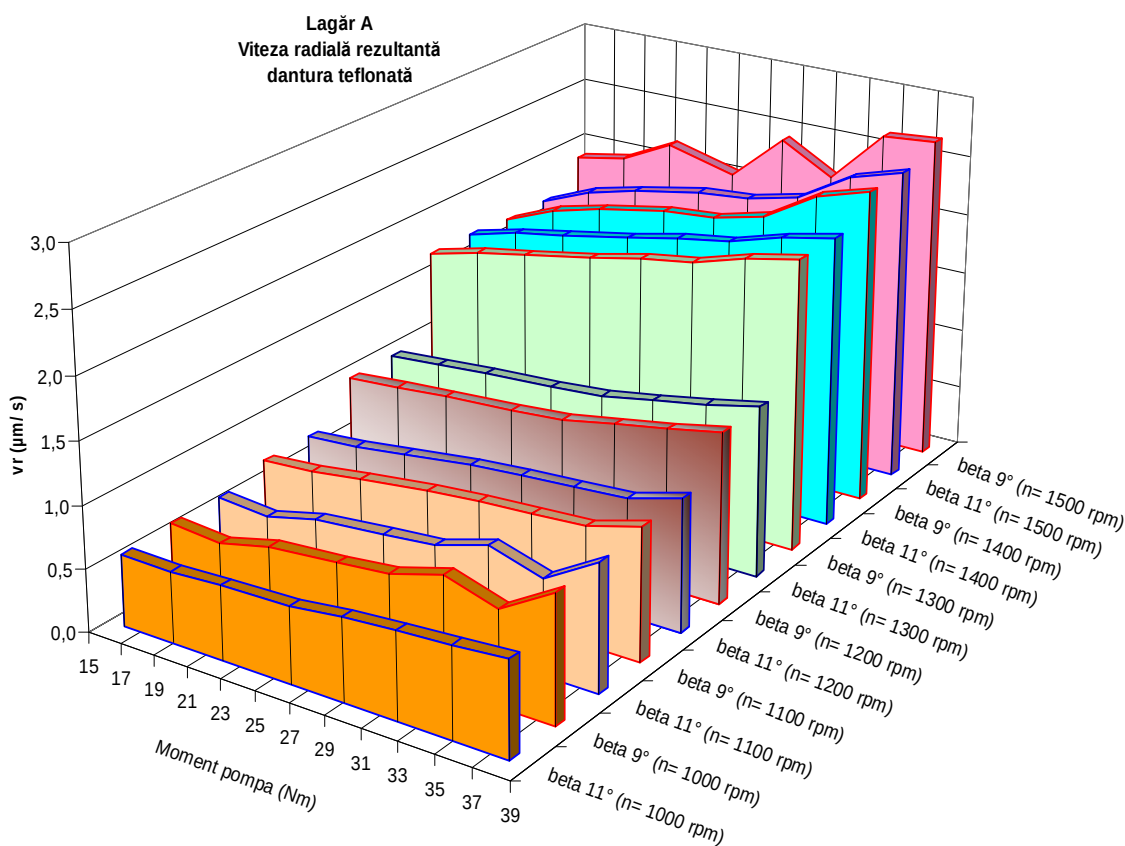


Fig. 7.2. Variația vitezei radiale rezultante măsurate pe lagărul A

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

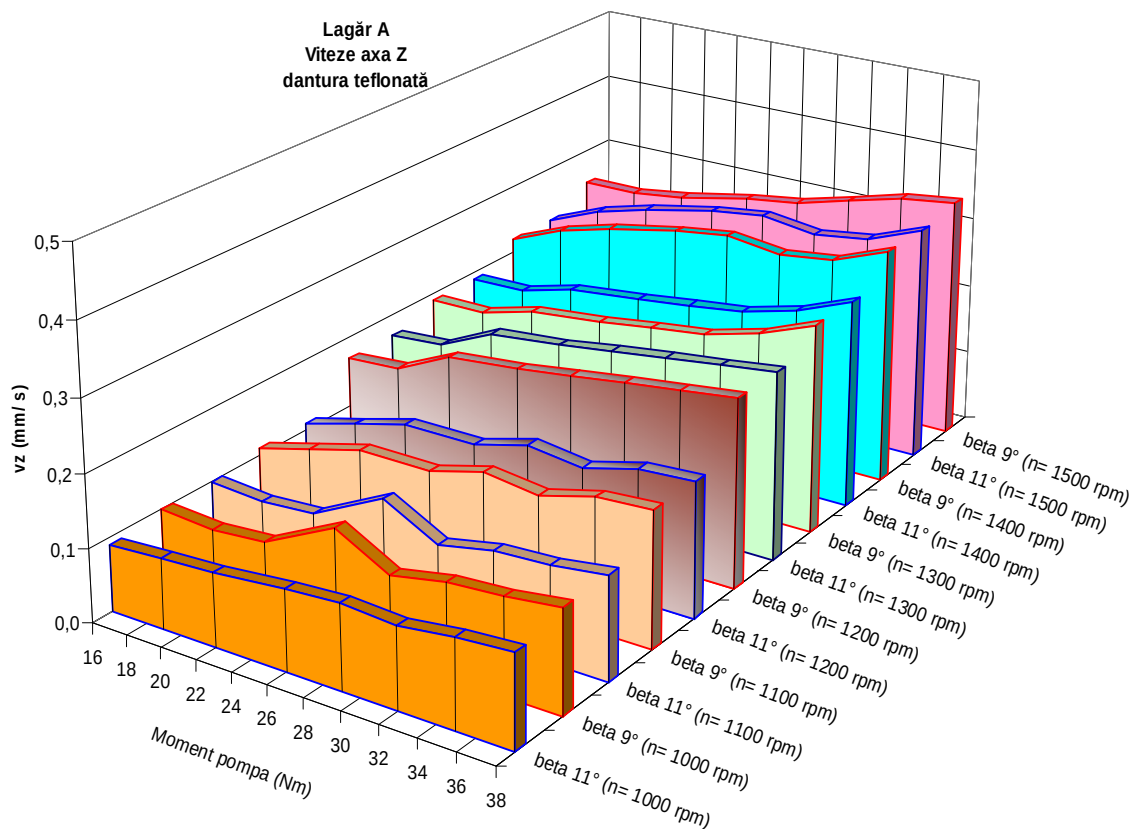


Fig. 7.3. Variația vitezei axiale măsurate pe lagărul A

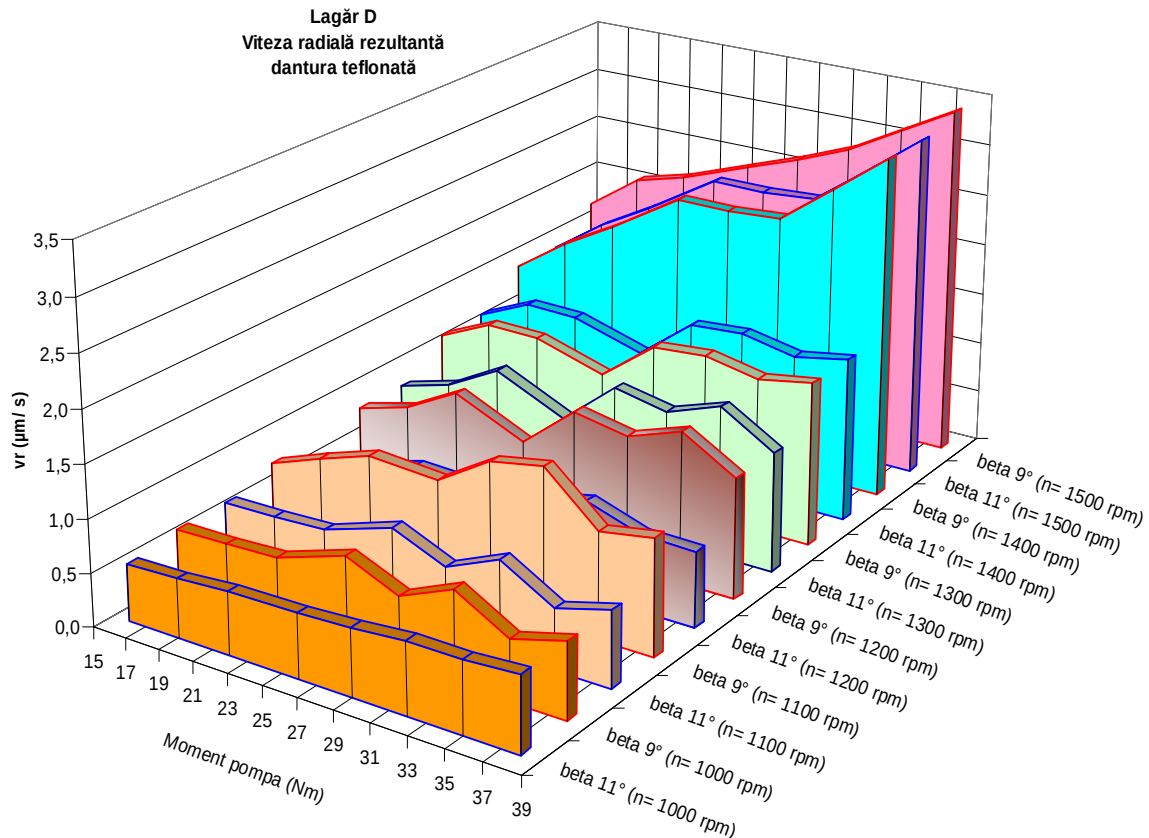


Fig. 7.4. Variația vitezei radiale rezultante măsurate pe lagărul D

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

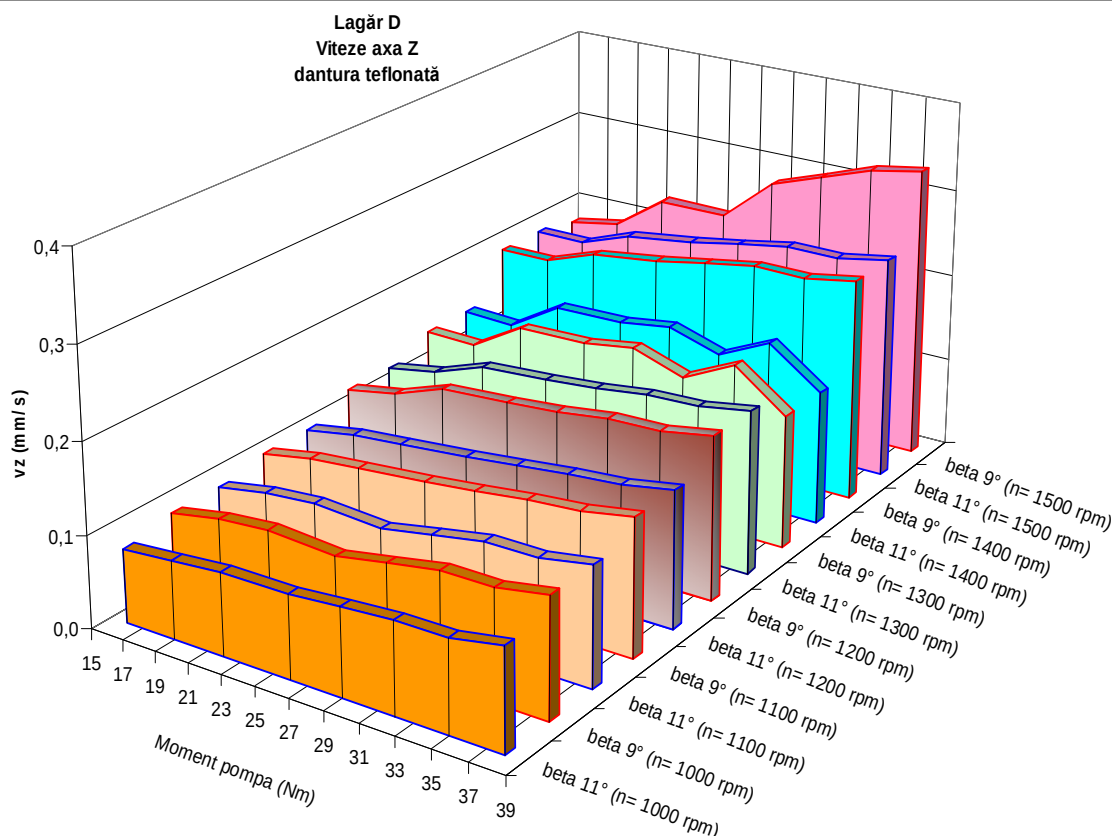


Fig. 7.5. Variația vitezei axiale măsurate pe lagărul D

Analiza comparativă a celor două metode de reducere a nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice: *rectificare* versus *teflonere*, se prezintă în figurile următoare.

Astfel, în figura 7.6 s-au reprezentat vitezele rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare, funcție de turația motorului de antrenare, în cazurile:

- montării angrenajului cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$, a cărui dantură s-a prelucrat prin frezare și pe care (dantură) s-a aplicat ulterior teflon;
- montării angrenajului cu același unghi de înclinare, a cărui dantură s-a rectificat după frezare.

Pentru referință, în figură s-a păstrat curba de variație (culoare roșie) a vitezei rezultante pentru dantura prelucrată doar prin frezare.

Aceeași variație a vitezelor radiale rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare ($M_t = 38,5$ Nm), funcție de turația motorului de antrenare, s-a reprezentat în figura 7.7 pentru angrenajele având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$.

Din figurile 7.6 și 7.7 se poate trage 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, prin rectificare, de la clasa a 8-a la clasa a 6-a;
- b) prin aplicarea pe danturi a două straturi fluoropolimerice de Xylan 1052, a câte $20 \mu\text{m}$ grosime.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

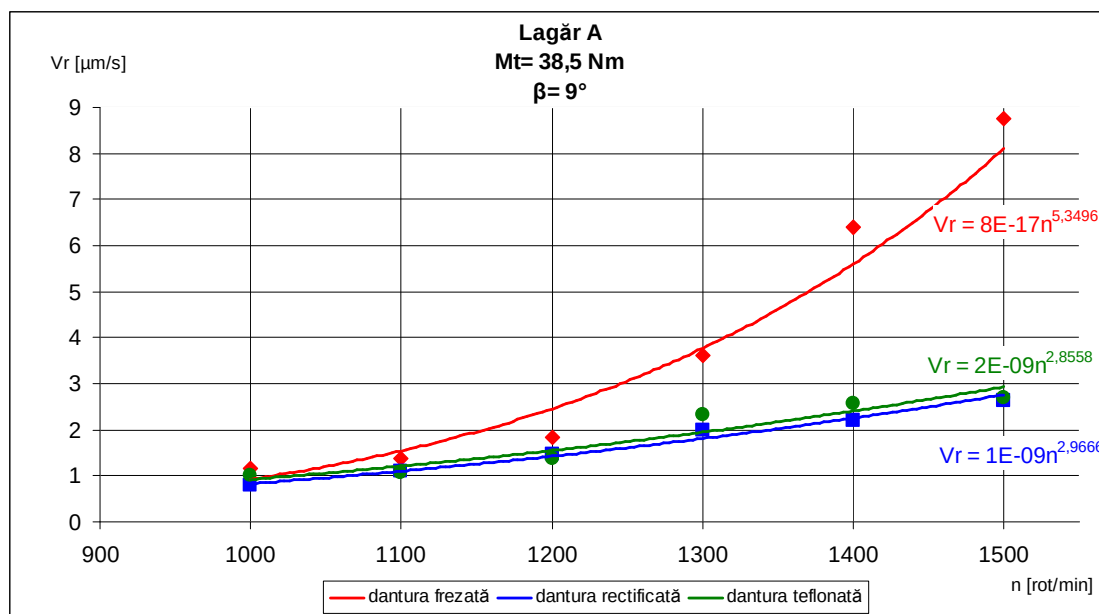


Fig. 7.6. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de turația motorului la angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=9^\circ$

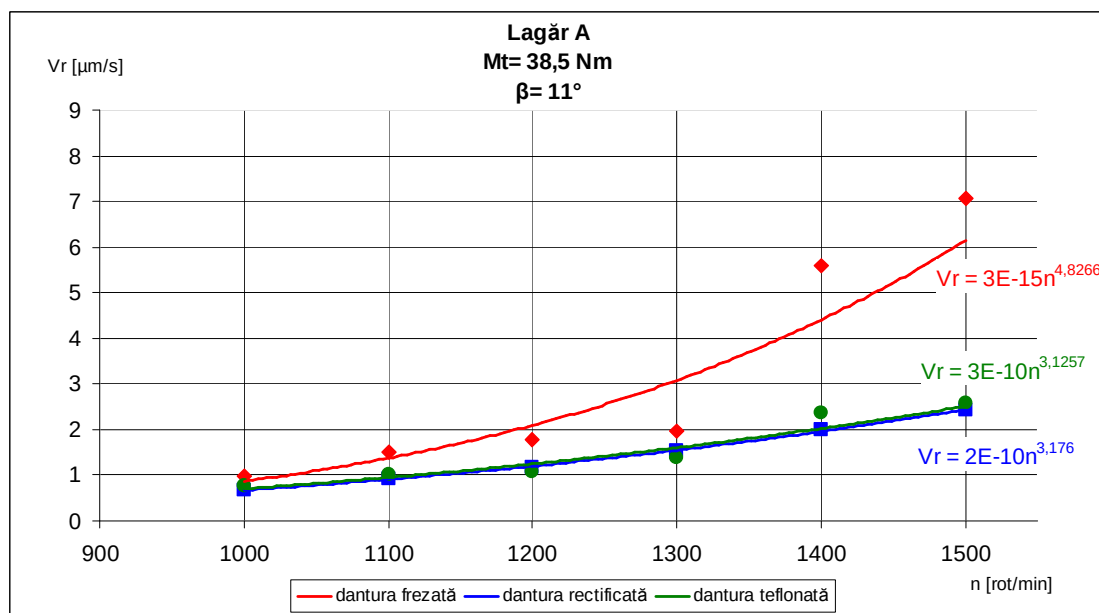


Fig. 7.7. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de turația motorului la angrenajul cu unghi de înclinare $\beta=9^\circ$

Cele două metode au permis o scădere a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) din planul radial al lagărului A, măsurate pe angrenajele a căror dantură s-a prelucrat doar prin frezare, la turația maximă a motorului de antrenare ($n=1500$ rot/min) și la momentul maxim de încărcare ($M_t=38,5$ Nm), după cum urmează:

- pentru perechea de roți dințate cu unghiul de înclinare $\beta=9^\circ$, scăderea este de:
 - **70,02 %** prin creșterea preciziei de prelucrare a danturii din clasa a 8-a în clasa a 6-a;
 - **69,22 %** prin teflonarea danturilor, față de dantura frezată în clasa a 8-a de precizie.

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- pentru perechea de roți dințate cu unghiul de înclinare $\beta = 11^\circ$, scăderea este de:

➤ **65,49%**. prin creșterea preciziei de prelucrare a danturii din clasa a 8-a în clasa a 6-a;

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

Admițând o dependență de tipul funcției de putere ($f(x) = ax^n$), s-au stabilit pentru angrenajele teflonate următoarele ecuații (empirice) de variație a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, funcție de turația motorului de antrenare ($v_r = f(n)$):

a) pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$:

$$v_r = 2 \cdot 10^{-9} \cdot n^{2,8558} \quad (7.1)$$

b) pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$:

$$v_r = 3 \cdot 10^{-10} \cdot n^{3,1257} \quad (7.2)$$

În formulele (7.1) și (7.2) v_r se exprimă în [$\mu\text{m/s}$] și n în [rot/min].

În figurile următoare se prezintă comparativ: *dantură frezată - versus rectificată și teflonată*, variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare ($n = 1.500$ rot/min), funcție de momentul de încărcare (M_t):

- pentru roțile dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$ în figura 7.8;

- pentru roțile dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$ în figura 7.9;

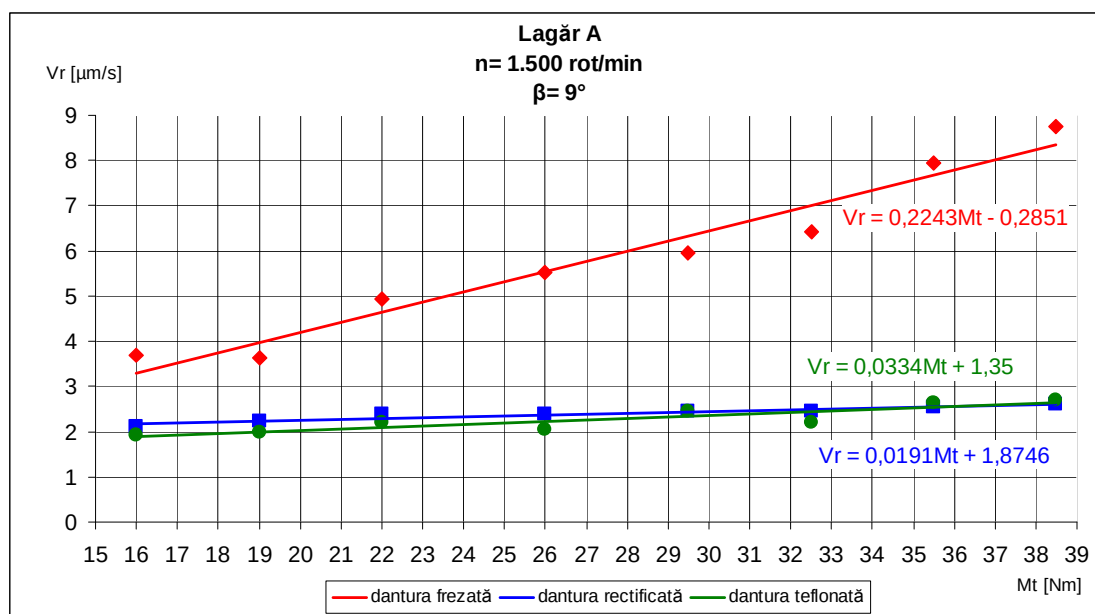


Fig. 7.8. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de momentul de încărcare la angrenajul cu unghi de înclinare $\beta = 9^\circ$

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

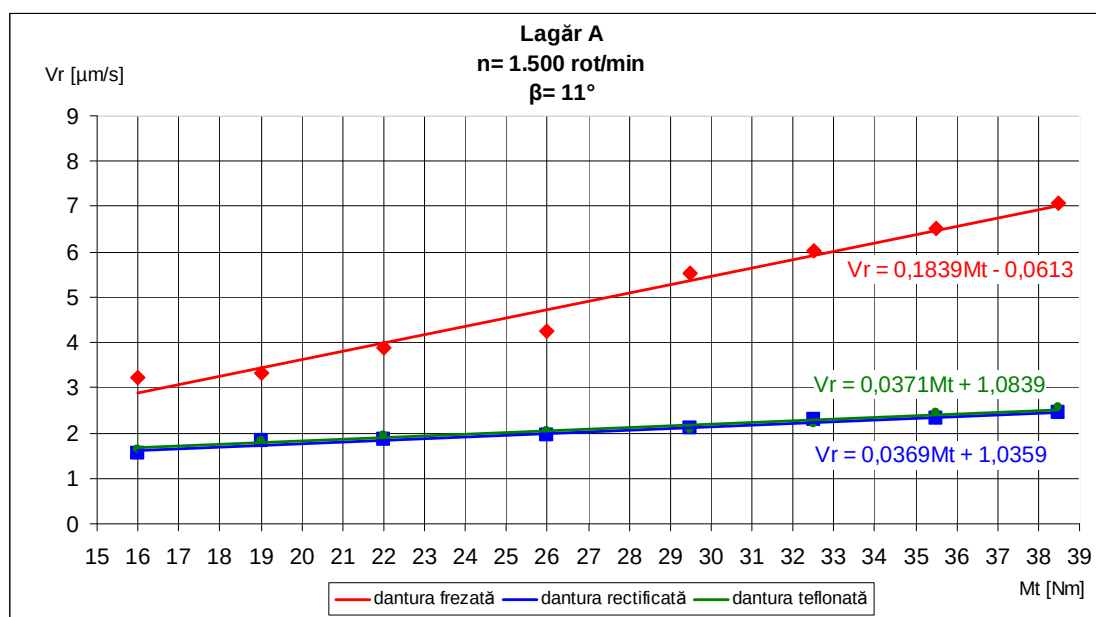


Fig. 7.9. Variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante (v_r) funcție de momentul de încărcare la angrenajul cu unghi de înclinare $\beta = 11^\circ$

Admițând o variație liniară de tipul $f(x) = ax + b$, s-au stabilit pentru dantura teflonată următoarele ecuații (empirice) de variație a amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, funcție de momentul de încărcare ($v_r = f(M_t)$):

a) pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 9^\circ$:

$$v_r = 0,0334 \cdot M_t + 1,35 \quad (7.3)$$

b) pentru perechea de roți dințate având unghiul de înclinare al danturilor $\beta = 11^\circ$:

$$v_r = 0,0371 \cdot M_t + 1,0839 \quad (7.4)$$

În formulele (7.3) și (7.4), v_r se exprimă în $\mu\text{m/s}$ și M_t în [Nm].

7.4 Concluzii și contribuții personale

Pe baza rezultatelor prezentate în acest capitol, contribuția personală a autorului constă în faptul că, pentru transmisiile cu roți dințate cilindrice cercetate, s-au identificat două metode de reducere a nivelului de vibrații, care duc la rezultate aproape identice:

- creșterea preciziei de prelucrare a danturii, prin rectificare, de la clasa a 8-a la clasa a 6-a;
- aplicarea pe danturi a două straturi fluoropolimerice de Xylan 1052, a câte 20 μm grosime (teflonare).

Acoperirile cu teflon au, pe lângă faptul că reduc semnificativ vibrațiile 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;

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- 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.

Principalul dezavantaj al acoperirilor cu teflon îl constituie limitarea privitoare la tensiunea maximă de contact suportată de stratul depus: 343 N/ mm², conform prescripțiilor producătorului.

Concluzia ce poate fi trasă, analizând avantajele și dezavantajele acoperirilor cu teflon, este faptul că decizia privitoare la metoda de reducere a vibrațiilor unui reductor cu roți dințate cilindrice se ia pe baza sarcinii (încărcării) transmise:

➤ în cazul reductoarelor a căror dantură suportă tensiuni nesemnificative de contact (max. 343 N/ mm²), cum ar fi cele care sunt folosite ca și transmisii cinematice, se recomandă teflonarea danturilor, pentru reducerea nivelului de vibrații;

➤ în cazul reductoarelor care transmit sarcini semnificative, se recomandă creșterea preciziei de prelucrare a danturilor, pentru reducerea nivelului de vibrații.

Prin cercetările întreprinse, autorul își mai aduce următoarele contribuții originale:

➤ se prezintă, comparativ, pentru perechile de roți dințate a căror dantură s-a prelucrat prin frezare, rectificare și teflonare, variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare, funcție de turația motorului de antrenare;

➤ se propun, pentru perechile de angrenaje cu unghi de înclinare $\beta = 9$ și 11° , ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de turația motorului de antrenare ($v_r = f(n)$), evidențiind influențele aplicării de teflon pe danturi și a creșterii preciziei de prelucrare a danturilor, asupra amplitudinilor vibrațiilor măsurate;

➤ se prezintă, comparativ pentru perechile de roți dințate a căror dantură s-a prelucrat prin frezare, rectificare și teflonare, variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare;

➤ se propun, pentru perechile de angrenaje cu unghi de înclinație $\beta = 9$ și 11° , ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de momentul de încărcare ($v_r = f(M_t)$), evidențiind influențele aplicării de teflon pe danturi și a creșterii preciziei de prelucrare a danturilor, asupra amplitudinilor vibrațiilor măsurate.

8. CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

Prezenta teză pornește de la observația că, deși transmisiile cu roți dințate cilindrice au o foarte largă și frecventă utilizare, fondul de cunoștințe referitor la reducerea vibrațiilor în funcționarea lor constituie încă subiect de cercetare cu potențial de inovare ridicat.

Astfel, teza de doctorat își propune ca principal obiectiv stabilirea posibilităților de reducere a vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice.

Lucrarea, bazată pe un demers descriptiv, analitic, de modelare matematică și simulare numerică, a permis relevarea unor rezultate ale cercetării teoretice și experimentale, autorul aducând următoarele concluzii generale și contribuții personale:

- s-a sintetizat și analizat un material foarte bogat, privind factorii care pot produce impulsuri de vibrații, privind elementele de influență a nivelului de vibrații ale roților dințate, precum și posibilitățile de reducere a vibrațiilor transmisiilor prin roți dințate;
- se prezintă o sinteză generală asupra metodelor și mijloacelor de măsurare a vibrațiilor;
- se prezintă principalele tipuri de standuri de probe utilizate pentru încercarea transmisiilor prin roți dințate, cu evidențierea principalelor avantaje și dezavantaje, alegându-se varianta optimă pentru îndeplinirea obiectivelor cercetării;
- s-a realizat un stand experimental de măsurare a vibrațiilor unui reductor cu roți dințate cilindrice;
- se prevede un sistem de încărcare variabilă a reductorului în cadrul standului de probă, cu ajutorul unei pompe cu roți dințate (pompă cu volum geometric constant);
- se elaborează o metodologie de culegere și prelucrare a informațiilor primite de la sondele de vibrații Bruel & Kjaer;
- se realizează un sistem de culegere a datelor, cu ajutorul programului PULSE;
- se concepe și realizează o fișă de măsurare a vibrațiilor, care să facă posibilă prezentarea unitară a datelor măsurate;
- se prezintă sinteza unui material foarte bogat, privind modelarea dinamică a transmisiilor cu roți dințate;
- se discretizează transmisia cu roți dințate cilindrice în elemente componente (arbori rulmenți, danturi), propunându-se modelul matematic pentru studiul dinamic al reductorului cu roți dințate cilindrice montat pe standul experimental;

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- se determină influența unghiului de înclinare al danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice, concluzionând că *creșterea unghiului de înclinare al danturii duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate*;
- se prezintă posibilitățile de reducere a nivelului de vibrații ale unui reductor, prin creșterea unghiului de înclinare al danturii, prezentând influența acestei creșteri asupra sarcinii echivalente aplicate lagărilor și implicit asupra duratei de viață a rulmenților;
- se prezintă variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare, funcție de turația motorului de antrenare;
- se propun, pentru cele patru perechi de angrenaje a căror dantură s-a prelucrat prin frezare, ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de turația motorului de antrenare ($v_r = f(n)$);
- se prezintă variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la turația maximă a motorului de antrenare, funcție de momentul de încărcare;
- se propun, pentru cele patru perechi de angrenaje a căror dantură s-a prelucrat prin frezare, ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de momentul de încărcare ($v_r = f(M_t)$);
- se prezintă variația amplitudinilor maxime a vitezelor rezultante din planul radial al lagărului A, măsurate la momentul maxim de încărcare, funcție de unghiul de înclinație al danturilor β ;
- se propun ecuațiile empirice de variație a acestor amplitudini, funcție de unghiul de înclinare al danturilor ($v_r = f(\beta)$) pentru trei turații ($n = 1.500, 1400$ și 1.000 rot/min);
- se utilizează un program de simulare numerică, modelul dinamic propus fiind confirmat de rezultatele cercetărilor experimentale;
- se determină influența preciziei de prelucrare a danturii asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice, concluzionând că *creșterea preciziei de prelucrare a danturii, prin rectificare, duce la scăderea amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate cu circa 70%*;
- se propun, pentru perechile de angrenaje cu unghi de înclinare $\beta = 9$ și 11° , a căror dantură s-a rectificat, ecuațiile empirice de variație a amplitudinilor de vibrație, funcție de turația motorului de antrenare ($v_r = f(n)$);
- se propun, pentru perechile de angrenaje cu unghi de înclinare $\beta = 9$ și 11° , a căror dantură s-a rectificat, ecuațiile empirice de variație a amplitudinilor de vibrație, funcție de momentul de încărcare ($v_r = f(M_t)$);

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- se prezintă fluxul tehnologic de acoperire cu strat fluoropolimeric a suprafeței danturii roților dințate, scoțând în evidență principalele avantaje ale acestei tehnologii;
- se prezintă rezultatele cercetărilor privind influența acoperirilor cu teflon aplicate danturilor, asupra nivelului de vibrații al unei transmisii cu roți dințate cilindrice, scotând în evidență că se pot obține scăderi similare ale amplitudinilor vitezelor de vibrație măsurate, prin două metode:
 - a) creșterea preciziei de prelucrare a danturii, prin rectificare, de la clasa a 8-a la clasa a 6-a;
 - b) prin aplicarea pe danturi a două straturi fluoropolimerice de Xylan 1052, a câte 20 μm grosime;
- se prezintă avantajele și dezavantajele acoperirilor superficiale cu strat fluoropolimeric a danturilor;
- se recomandă, funcție de sarcina transmisă, două metode de reducere semnificativă a nivelului de vibrații ale unei transmisii cu roți dințate cilindrice:
 - a) teflonarea danturilor, în cazul transmisiilor cinematice, adică a transmisiilor a căror dantură suportă tensiuni de contact de până la max. 343 N/ mm²;
 - b) creșterea preciziei de prelucrare a danturilor, prin rectificare, în cazul transmisiilor a căror dantură suportă tensiuni de contact mai mari de 343 N/ mm².

B I B L I O G R A F I E

- 1.□ **AGMA 299.01-II-1980** Sound manual, Section II.Sources, specifications and levels of gear sound
- 2.□ **Aida T.** Fundamental Research on Gear Noise and Vibration I, Transaction of the Japanese Society of Mechanical Engineers 34: 2226- 2264, 1968
- 3.□ **Aida T.** Fundamental Research on Gear Noise and Vibration II, Transaction of the Japanese Society of Mechanical Engineers 35: 2113- 2119, 1969
- 4.□ **Aida T. ș.a.** Properties of Gear Noise and Its Generating Mechanism, Proceedings of the Japanese Society of Mechanical Engineers Semi- International Gearing Symposium, 1967
- 5.□ **Akamatsu T. ș.a.** Untersuchung der Geräusche von Zahnradgetrieben, Toyota Gijutsu 24 (1975) pag. 383...391
- 6.□ **Anghel St, Vela I.** Carcasă universală pentru încercat transmisii armonice, brevet de invenție nr. 96815/ 28.09.1989
- 7.□ **Buzdugan Gh. ș.a.** Vibrații mecanice, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1982
- 8.□ **Chen J., Litvin F. și Shabana A.** Computerised Simulation of Meshing and Contact of Loaded Gear Drives, International Gearing Conference, UK, 1994
- 9.□ **Choy F. ș.a.** Effect of Gear Box Vibration and Mass Imbalance on the Dynamics of Multistage Gear Transmission, Journal of Vibration and Acoustics, 113: 333- 334, 1991
- 10.□ **Choy F. ș.a.** Modal Analysis of Multistage Gear Systems Coupled with Gearbox Vibrations, Journal of Mechanical Design 114: 486- 496, 1992
- 11.□ **Choy F. ș.a.** Modal Simulation of Gearbox Vibration with Experimental Correlation, Journal of Propulsion and Power, 9 (2): 301- 306, 1993
- 12.□ **Du S.** Dynamic Modelling and Simulation of Gear Transmission Error for Gearbox Vibration Analysis, disertație, University of New South Wales, Sydney, Australia, 1997
- 13.□ **El- Saeidy Fawzi M.** Effect of Tooth Backlash and Ball Baering Deadband Clearance on Vibration Spectrum in Spur Gearboxes, Journal of Acoustical Society of America 89(6): 2766- 2773, 1991
- 14.□ **Föller D.** Geräuscharme Maschinenelemente; die Erstehung von Maschinengeräuschen und konstruktive Maßnahmen zu ihrer Verminderung. – Abschlußbericht. Forschungsheft 26, Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. 1974
- 15.□ **Gafițanu M. ș.a.** Organe de mașini, București, Editura Tehnică, 1982
- 16.□ **Gafițanu M. ș.a.** Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor, București, Editura Tehnică, 1989

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- 17.□ **Gillich R.** Dinamica mașinilor. Modelarea sistemelor tehnice, București, Editura Agir, , 2003
- 18.□ **Gosselin ș.a.** A Review of the Current Contact Stress and Deformation Formulations Compared to Finite Element Analysis, International Gearing Conference, UK, 1994
- 19.□ **Gregory ș.a.** Dynamic Behavior of Spur Gears, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1963
- 20.□ **Gregory ș.a.** Torsional Motions of a Pair of Spur Gears, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1963
- 21.□ **Groșanu I. ș.a.** Vibrații mecanice, curs lito, Timișoara, 1986
- 22.□ **Harris S.** Dynamic Loads on the Teeth of Spur Gears, Proc. I. Mech. E., 1958
- 23.□ **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
- 24.□ **Houser D.R.** Research of the Ohio State University Gear Dynamics and Gear Noise Research Laboratory, First International Conference, Gearbox Noise and Vibration, 1990
- 25.□ **Hösel Th.** Geräuschuntersuchungen an Schrägverzahnten Stirnradgetrieben mit Evolventenverzahnung, disertație, TH München, 1985
- 26.□ **Ianici S.** Ingineria sistemelor mecanice, curs UEM, Reșița 1998
- 27.□ **Ianici S.** Organe de mașini, curs UEM, Reșița 2002
- 28.□ **Iida H.** Coupled Torsional- Flexural Vibration of a Shaft in a Geared System of Rotors, Bulletin of the JSME 23 (186): 2111- 2117, 1980
- 29.□ **Iida H. și Tamura A.** Coupled Torsional- Flexural Vibration of a Shaft in a Geared System, Proceedings of the Third International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 1984
- 30.□ **Iida ș.a.** Dynamic Characteristics of a Gear Train System with Softly Supported Shafts, Bulletin of the JSME 29 (252): 1811- 1817, 1986
- 31.□ **Iwatsubu T. și Kawai R.** Coupled Lateral- Torsional Vibration of Rotor System Trained by Gears, Bulletin of the JSME 27 (224): 271- 277, 1984
- 32.□ **Iwatsubu T. și Kawai R.** The Coupled Lateral- Torsional Vibration of a Geared Rotor System, Proceeding of the Third International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, 1984
- 33.□ **Johnson D.** Modes and Frequencies of Shafts Coupled by Straight Spur Gears, Journal of Mechanical Engineering Science 4 (3): 241- 250, 1962
- 34.□ **Kato M.** Evaluation of Sound Power Radiated by a Gearbox, 1994 International Gearing

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- Conference , University of Newcastle, UK, 1994
- 35.□ **Kahraman A.** Dynamic Analysis of Geared Rotors by Finite Elements, Journal of Mechanical Design 114 (September): 507- 514, 1992
- 36.□ **Kahraman A.** Effect of Axial Vibrations on the Dynamics of a Helical Gear Pair, Journal of Vibration and Acoustics 115(1): 33-39, 1993
- 37.□ **Kasuba R.** An Analytical and Experimental Study of Dynamic Loads on Spur Gear Teeth, University of Illinois, 1961
- 38.□ **Kasuba R.** Dynamic Loads on Spur Gear Teeth by Analog Computation, ASME: DE-26, 1971
- 39.□ **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
- 40.□ **Knabel W.** Geräusche und Schwingungen an Stirnradgetrieben, disertație, TU München, 1986
- 41.□ **Kobler H, Pratt A. și Thomson A.** Dynamics and Noise of Parallel Axis Gearing, Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, 1970
- 42.□ **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
- 43.□ **Korka Z., Vela I.** Design and execution of a test rig for studying the vibrations of a gearbox, Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula Inginerie, Anul XV (2008), Nr. 1
- 44.□ **Korka Z., Vela I.** Influence of the tooth helix angle on the vibrations of a cylindrical gearbox, articol acceptat la publicare în Analele Universității “Eftimie Murgu” Reșița, Fascicula Inginerie, 2009
- 45.□ **Korka Z.** Norme și standarde de calcul de rezistență a transmisiilor cu roți dințate, Tehnică și Tehnologie, nr. 3, 2008
- 46.□ **Korka Z.** Corecții aplicate danturilor cu viteze periferice și încărcări mari, Tehnică și Tehnologie, nr. 4, 2008
- 47.□ **Korka Z.** Vibrațiile și zgomotele produse de reductoarele cu roți dințate, Tehnică și Tehnologie, nr. 5 și 6, 2008, nr. 1, 2009
- 48.□ **Korka Z.** Modelarea matematică a unei transmisii cu roți dințate, Tehnică și Tehnologie, nr. 2, 2009
- 49.□ **Korka Z.** Reducerea vibrațiilor unei transmisii cu roți dințate prin teflonarea danturilor, Tehnică și Tehnologie, nr. 3, 2009

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- 50.□ **Korka Z.** Stadiul actual al cercetărilor privind reducerea vibrațiilor și zgomotului în funcționarea reductoarelor cu roți dințate. Metode și mijloace de măsurare a vibrațiilor și zgomotului, Referat de doctorat
- 51.□ **Korka Z.** Proiectarea și realizarea standului de probe. Modelarea matematică a vibrațiilor unei transmisii cu roți dințate, Referat de doctorat
- 52.□ **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
- 53.□ **Krause W.** Untersuchungen zum Geräuschverhalten evolventenverzahnter Geradstirnräder der Veinwerktechnik, VDI- Bericht 105 (1997)
- 54.□ **Laschet A. și Troeder C.** Torsional and Flexural Vibrations in Drive Systems: A Computer Simulation, Computers in Mechanical Engineering 3: 32-43, 1984
- 55.□ **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, 27-35, 2006
- 56.□ **Lim T și Singh R.** Vibration Transmission through Rolling Element Bearings, Part III: Geared Rotor System Studies, Journal of Sound and Vibration 151 (1): 31- 54, 1991
- 57.□ **Mahaligam S.** Couple Vibration of Gear Systems, Journal of the Royal Aeronautical Society, 72: 522- 526, 1968
- 58.□ **Meșteroiu C.** Analiza multicriterială a circuitelor energorecuperative mono și multibuclă destinate încercării și rodării transmisiilor prin angrenaje, Teză de doctorat, Timișoara, 2009
- 59.□ **Nakada T și Utagawa M.** The Dynamic Loads on Gear Cuased by the Varying Elasticity of the Mating Teeth of Spur Gears, The Sixt Japanese National Congress on Apllied Mechanics, 1956
- 60.□ **Neriya ș.a.** Coupled Torsional- Flexural Vibration of a Geared Shaft System Using Finite Element Analysis, Shock and Vibration Bulletin 55(3): 13- 25, 1985
- 61.□ **Nicoară I.** Stand pentru încercarea angrenajelor, al III-lea Simpozion National MTM, Timișoara, 1980
- 62.□ **Nicoară I.** Contribuții la analiza și sinteza mecanismelor standurilor în circuit închis pentru încercarea și rodarea angrenajelor, Teză de doctorat, Timișoara, 1981
- 63.□ **Nicoară I.** ncercarea angrenajelor, Edidura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2001
- 64.□ **Niemann G. ș.a.** Maschienenelemente, Berlin/ Heidelberg/ New York/ Tokio, Springer Verlag, 1983
- 65.□ **Ozguven H.N. și Houser D. R.** Dynamic Analyses of High Speed Gears by Using Loaded

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- Static Transmission Error, Journal of Sound and Vibration 125, pag. 71- 83, 1988
- 66.□ **Ozguven H.N. și Houser D. R.** Mathematical Models Used in Gear Dynamics – A Review, Journal of Sound and Vibration 121 (3), pag. 383- 411, 1988
- 67.□ **Ramamurti V. și Rao M.** Dynamic Analysis of Spur Gear Teeth, Computers and Structures 29(5): 831- 843, 1988
- 68.□ **Rădulescu Ghe. ș.a.** Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. III, București, Editura tehnică, 1986
- 69.□ **Rebbechi B. și Crisp J.** The Kinematics of the Contact Point and Oscillatory Mechanisms in Resilient, al 6-lea Congres mondial de teoria mașinilor și mecanismelor, 1983
- 70.□ **Remmers E.** Gear Mesh Excitation Spectra for Arbitrary Tooth Spacing Errors, Load and Design Contact Ratio, Journal of Mechanical Design 100: 715-722, 1978
- 71.□ **Rollinger J. și Harker R.** Instability Potential of High Speed Gearing, The Journal of the Industrial Mathematics Society 17: 39- 55, 1967
- 72.□ **Roth K.** Zahnradtechnik, Berlin/ Heidelberg/ New York, Springer Verlag, 1989
- 73.□ **Sabot J. și Perret- Liaudet J.** Computation of the Noise Radiated by a Simplified Gearbox, 1994 International Gearing Conference , University of Newcastle, UK, 1994
- 74.□ **Sundarajan S. și Amin S.** Finite Elemente Analysis of Ring Gear/ Casing Spline Contact, Journal of Propulsion and Power, 7(4): 602- 604, 1991
- 75.□ **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
- 76.□ **Tavares H. și Prodonoff V.** A new Approach for Gearbox Modelling in Finite Element Analysis of Torsional Vibration of Gear- Branched Propulsion Systems, Shock and Vibration Bulletin 56 (2): 117- 125, 1986
- 77.□ **Tordian G. și Geraldin H.** Dynamic Measurement of the Transmission Error in Gears, Proc. JSME Semi- International Symposium, 1967
- 78.□ **Umezawa K. ș.a.** Vibration of Three Axes Gear System, Bulletin of the JSME 29 (249): 950- 957, 1986
- 79.□ **VDI 2711** Schallschutz durch Kapselung; iunie 1978
- 80.□ **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
- 81.□ **Vela I. ș.a.** Cercetări privind concepția și proiectarea unui stand în circuit mecanic închis pentru încercarea transmisiei armonice dințate, Lucrări tehnice și științifice ale IS Reșița, 1976
- 82.□ **Vela I.** Cercetări privind funcționarea și construcția mecanismelor cu elemente dințate

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

- elastice, Teză de doctorat, Timișoara, 1987
- 83.□ **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
- 84.□ **Vela I. ș.a.** Stand pentru cercetarea factorilor ce influențează forțele dezvoltate de mecanismul cu excentric, Sesiunea tehnico- științifică 22- 23 octombrie, Reșița, 1993
- 85.□ **Vijayakar S., Busby H și Houser D.** Linearization of Multibody Frictional Contact Problems, Computer and Structures 29 (4): 569 – 576, 1988
- 86.□ **Vijayakar S. și Houser D.** Contact Analyses of Gears Using a Combined Finite Element and Surface Integral Method, Gear Technology: 26-33, 1993
- 87.□ **Wallace D. și Seirag A.** Computer Simulation of Dynamic Stress, Deformation and Fracture of Gear Teeth, Journal of Engineering for Industry: 1108- 1114, 1973
- 88.□ **Wang C.** On analytical Evaluation of Gear Dynamics Factors Based on Rigid Body Dynamics, Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design 107: 301-311, 1985
- 89.□ **Wang J.** Numerical and Experimental Analyses of Spur Gears in Mesh, disertație, Curtin University of Technology, Australia, 2003
- 90.□ **Wang S.** Analysis of Non-linear Transient Motion of a Geared Torsional System, Journal of Engineering for Industry 96: 51-59, 1974
- 91.□ **Wang S. și Morse I.** Torsional Response of a Gear Train System, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME 94: 583- 594, 1972
- 92.□ **Wilcox L. și Coleman W.** Application of Finite Element to the Analysis of Gear Tooth Stresses, Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME: 1139-1148, 1973
- 93.□ **Zakrajsek J.J.** Gear Noise, Vibration and Diagnostic Studies at NASA Lewis Research Centre, First International Conference, Gearbox Noise and Vibration, 1990
- 94.□ **Zeman J.** Dynamische Zusatzkräfte in Zahnradgetrieben, nr. 99 al periodicului VDI, 1957
- 95.□ <http://www.bkhome.com>
- 96.□ <http://www.bksv.com>
- 97.□ <http://www.electromotor.ro>
- 98.□ <http://www.hbm.com>
- 99.□ <http://www.iti.de>
- 100.□ <http://www.kracht-hydraulic.de>

A N E X E

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

A1. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=9^\circ$,
cu dantura prelucrată prin frezare

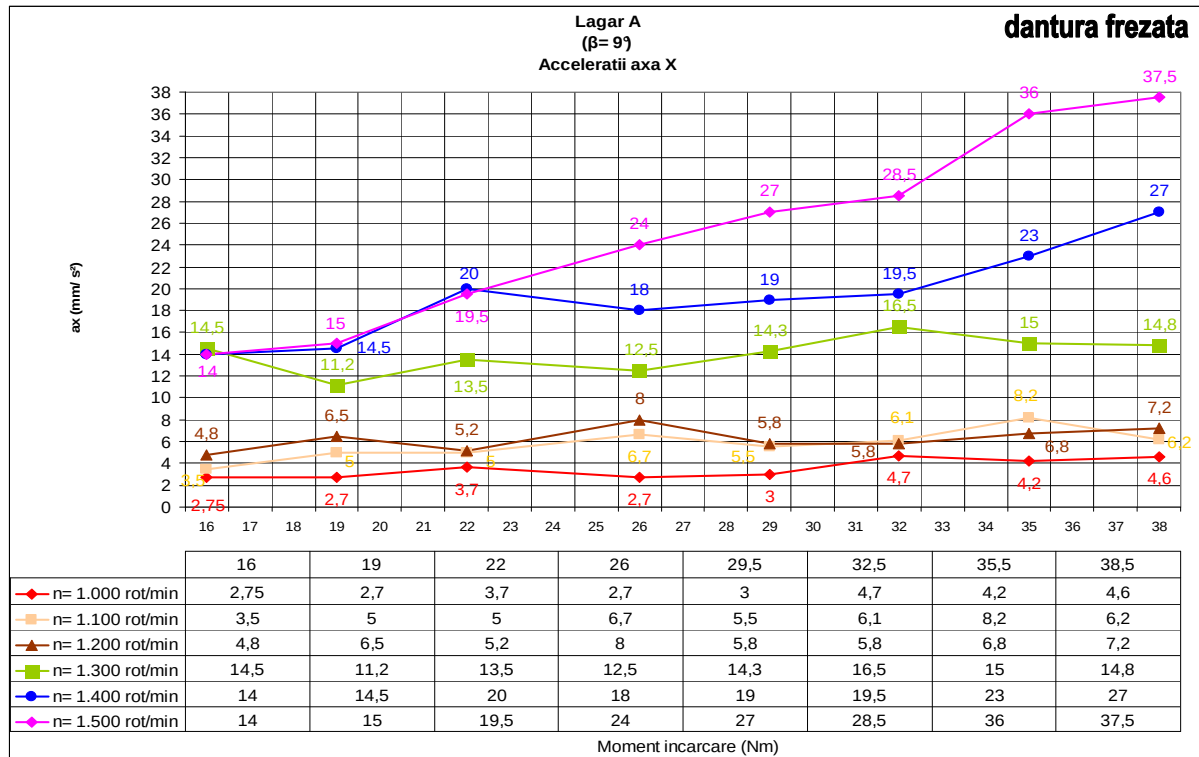


Fig. A1.1

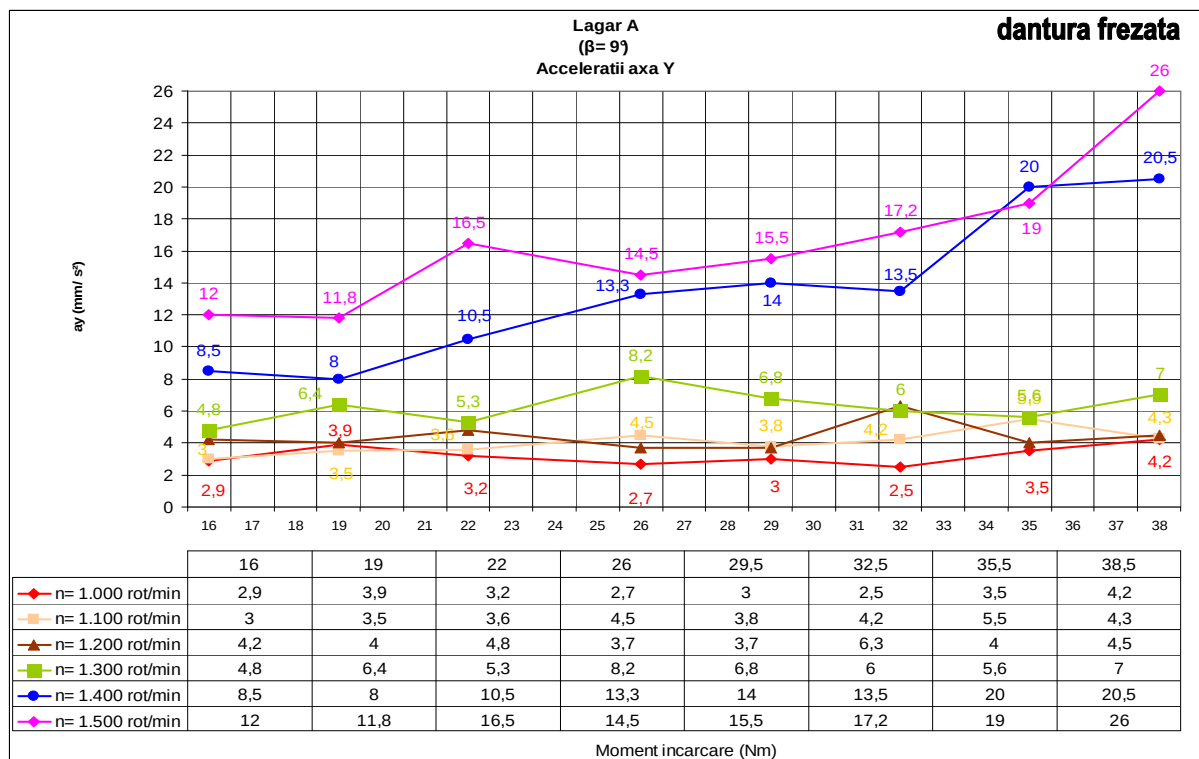


Fig. A1.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

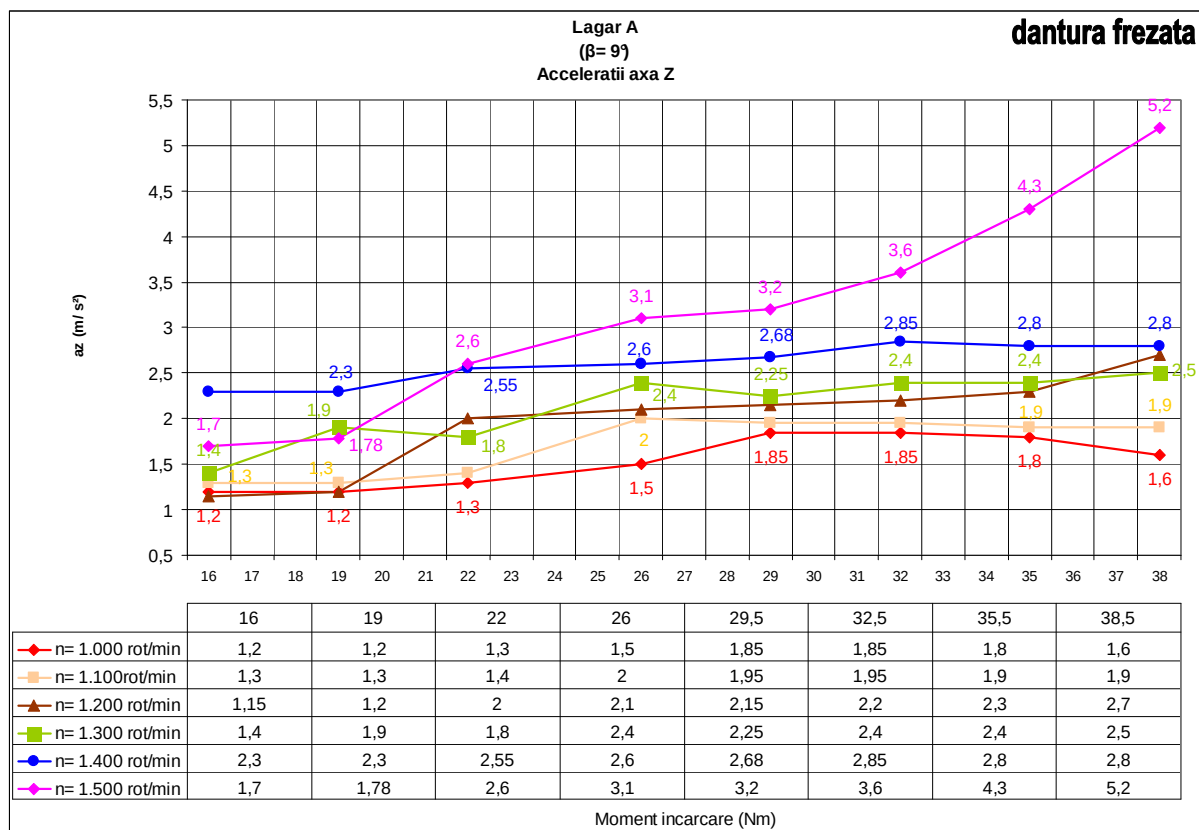


Fig. A1.3

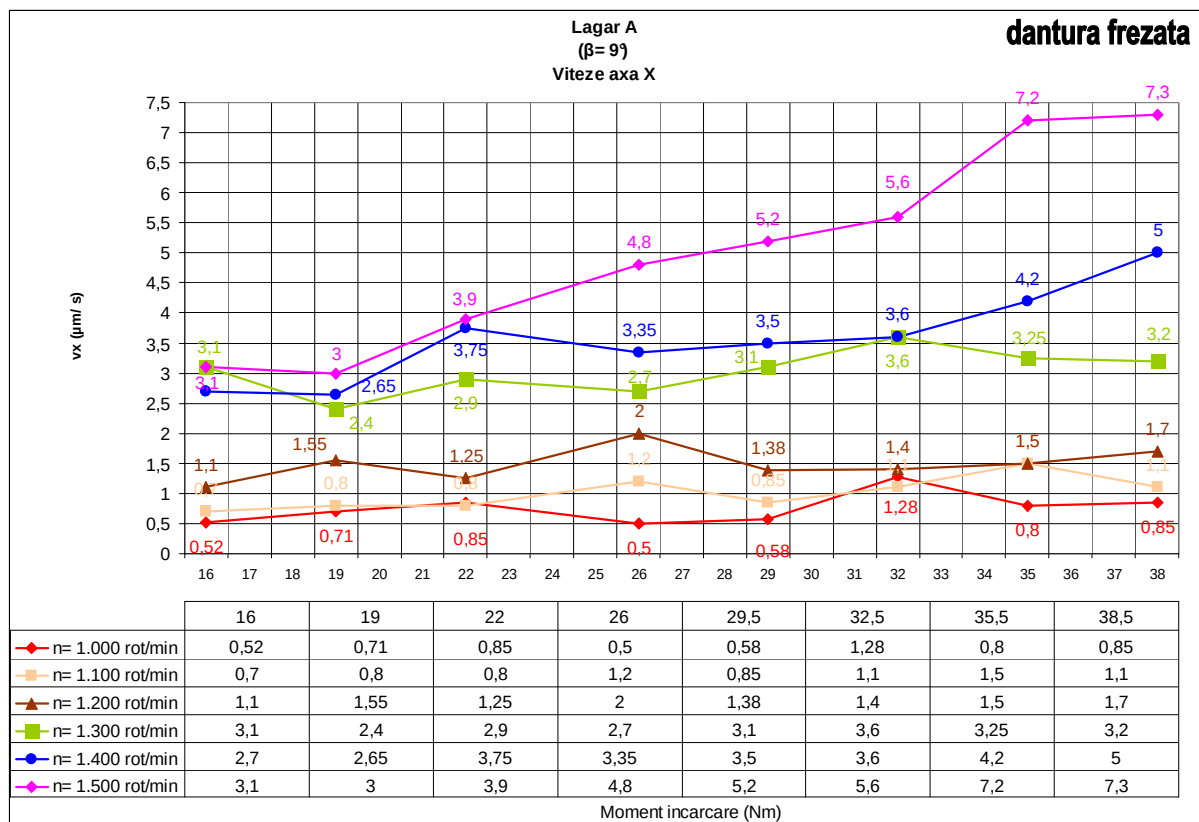


Fig. A1.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

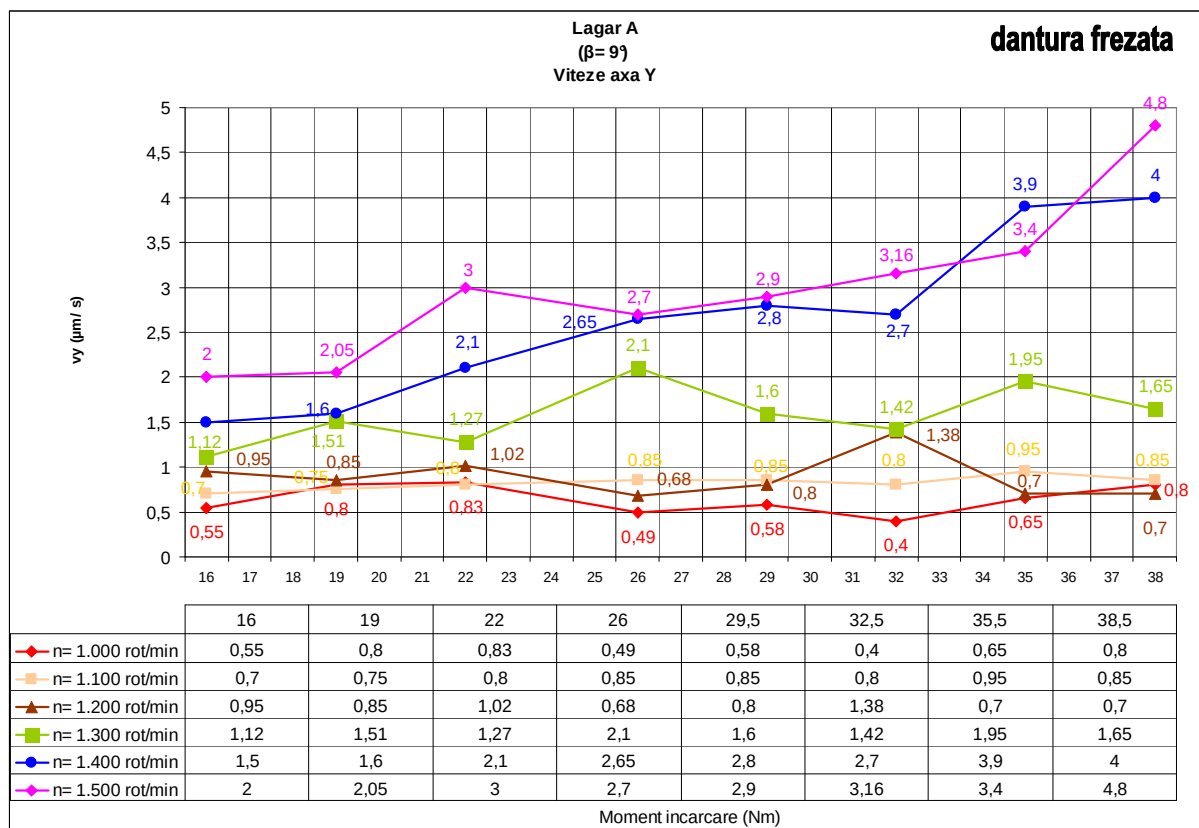


Fig. A1.5

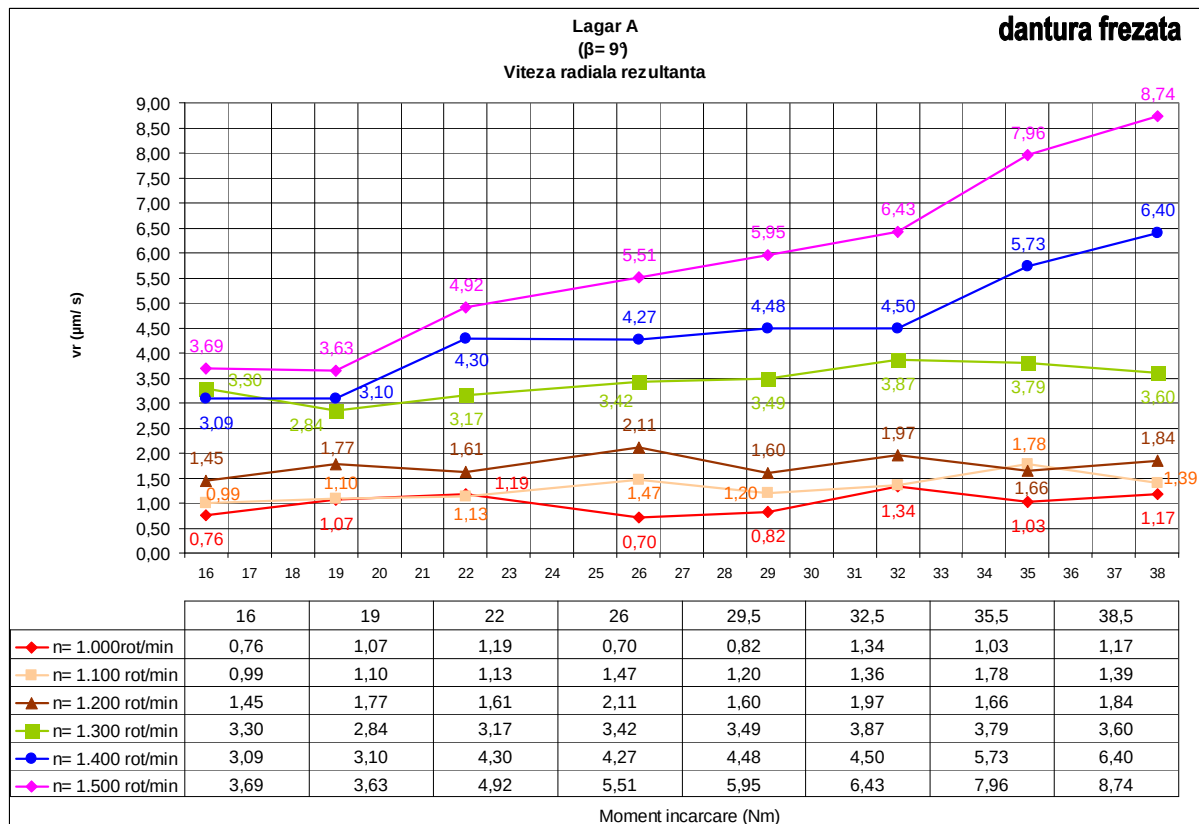


Fig. A1.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

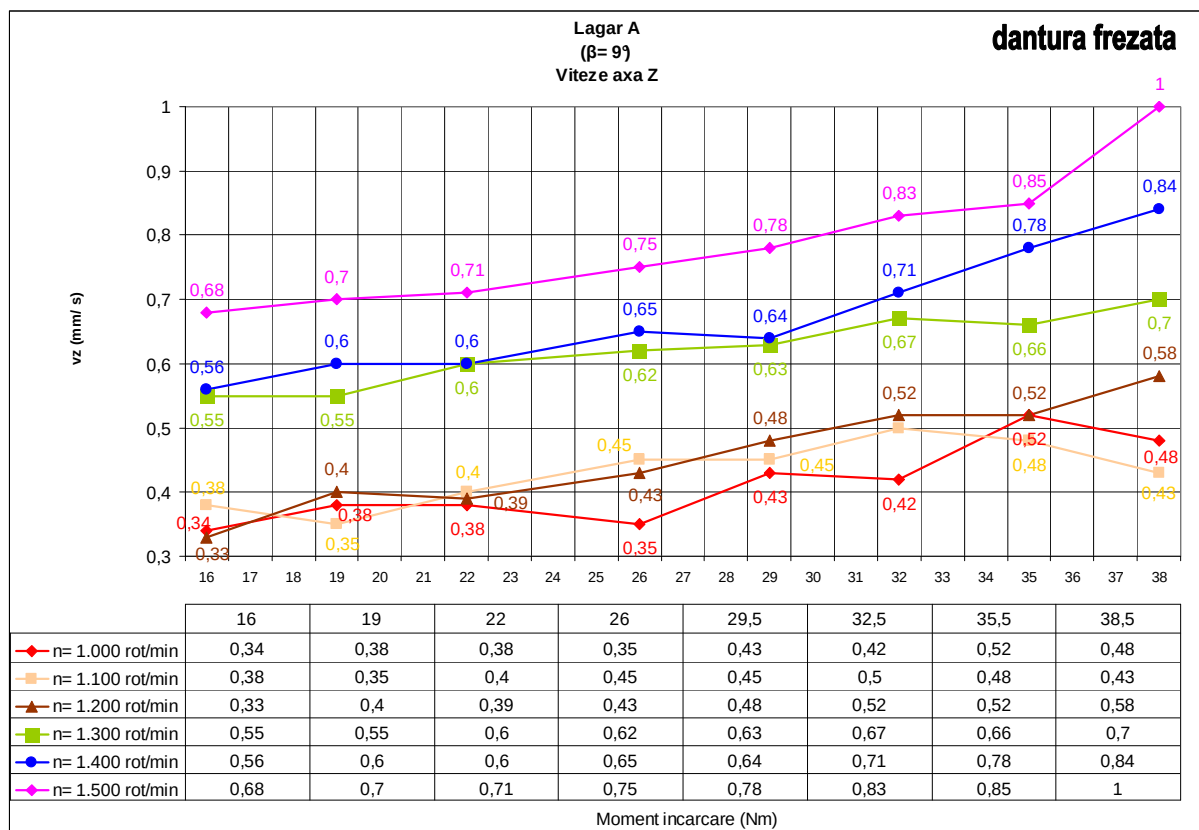


Fig. A1.7

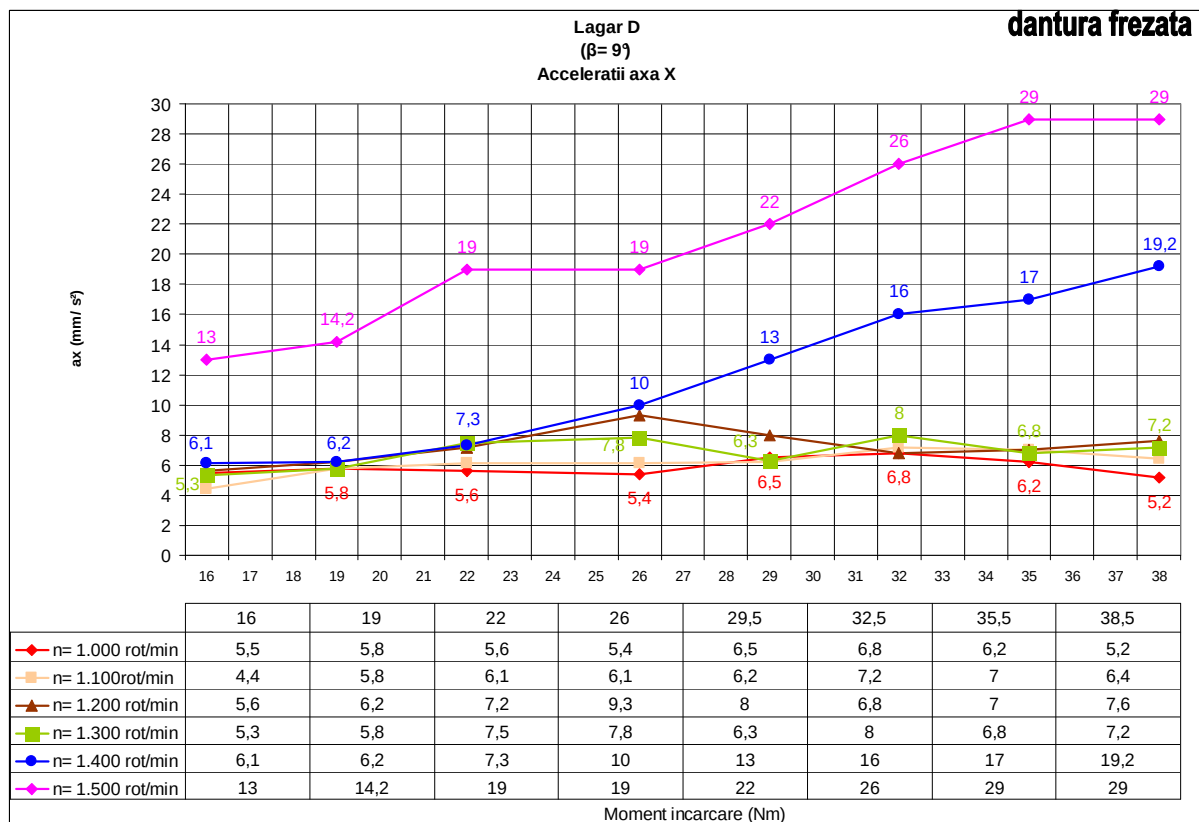


Fig. A1.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

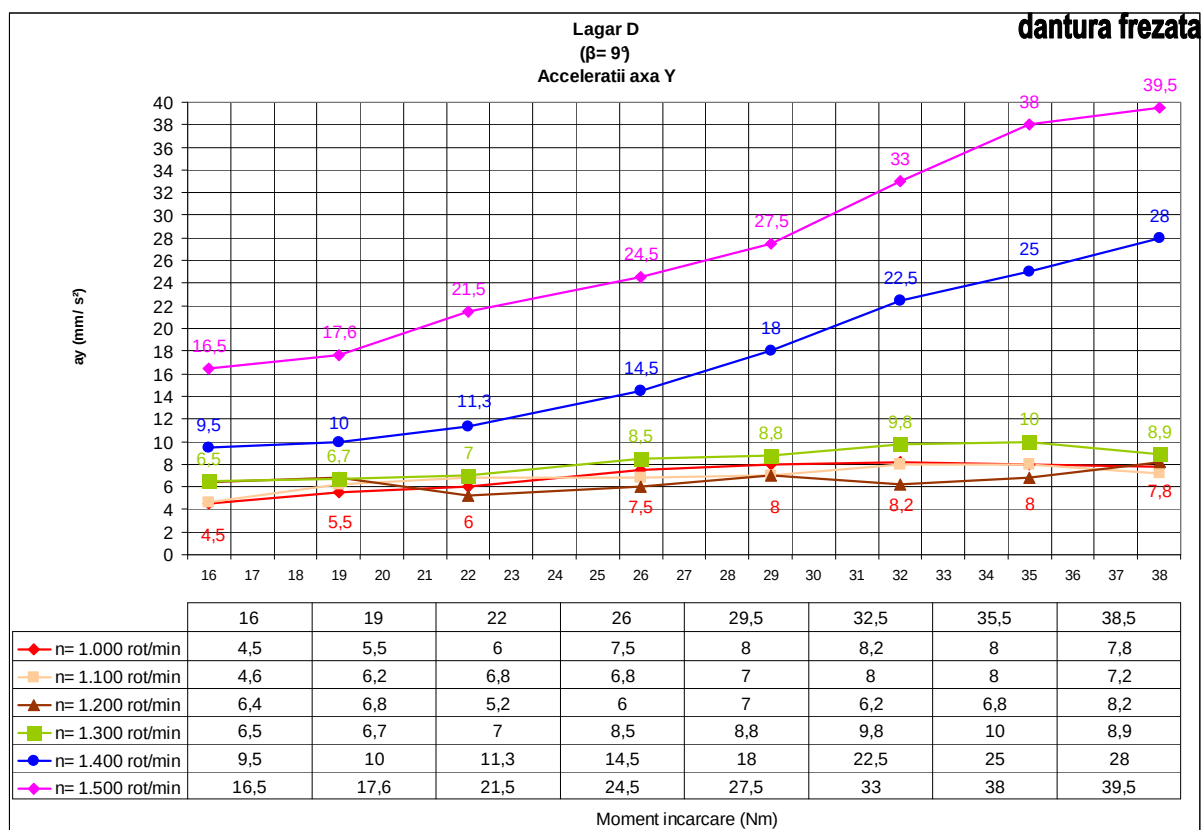


Fig. A1.9

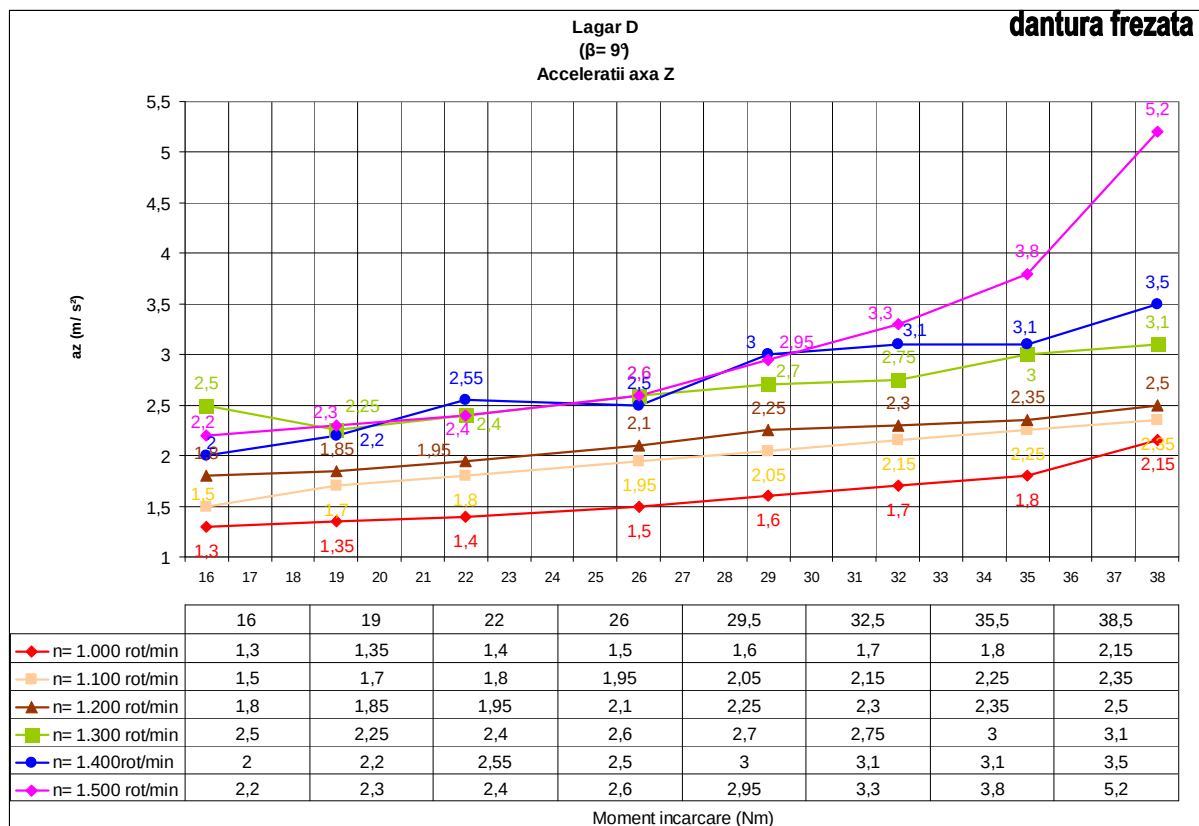


Fig. A1.10

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

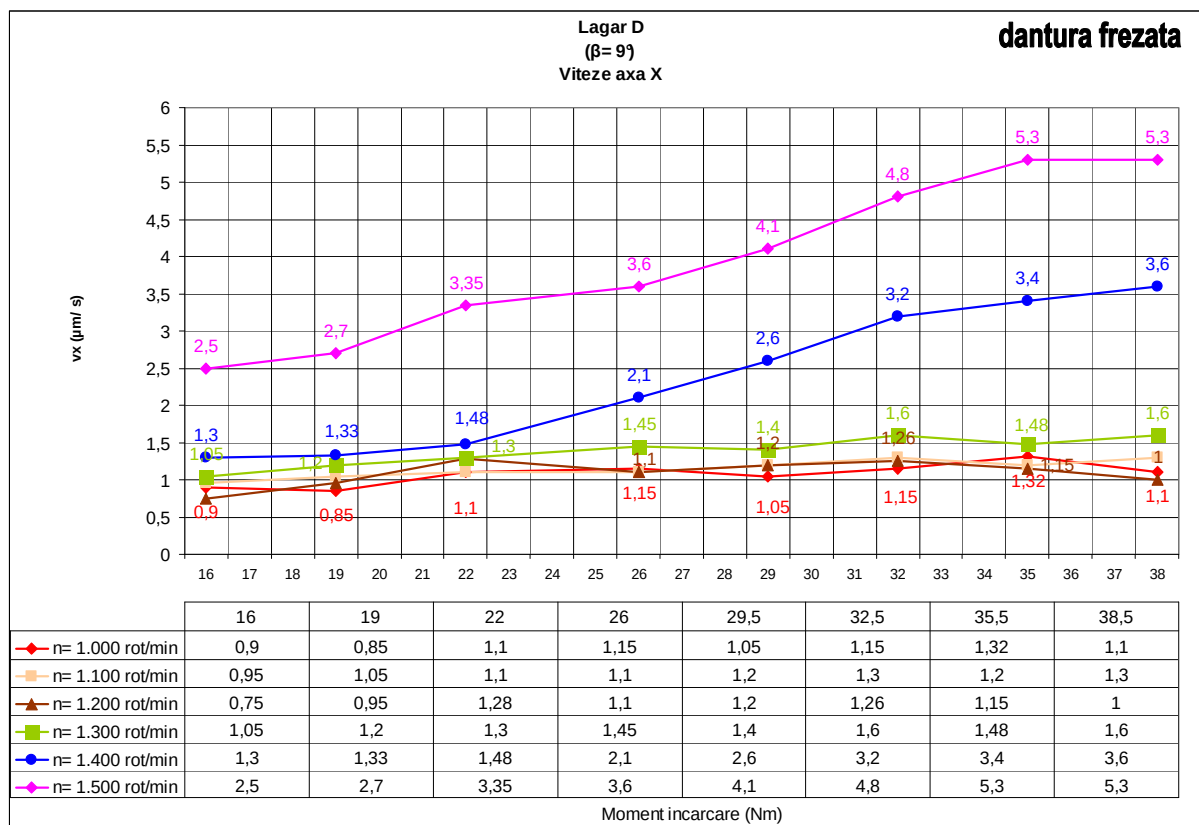


Fig. A1.11

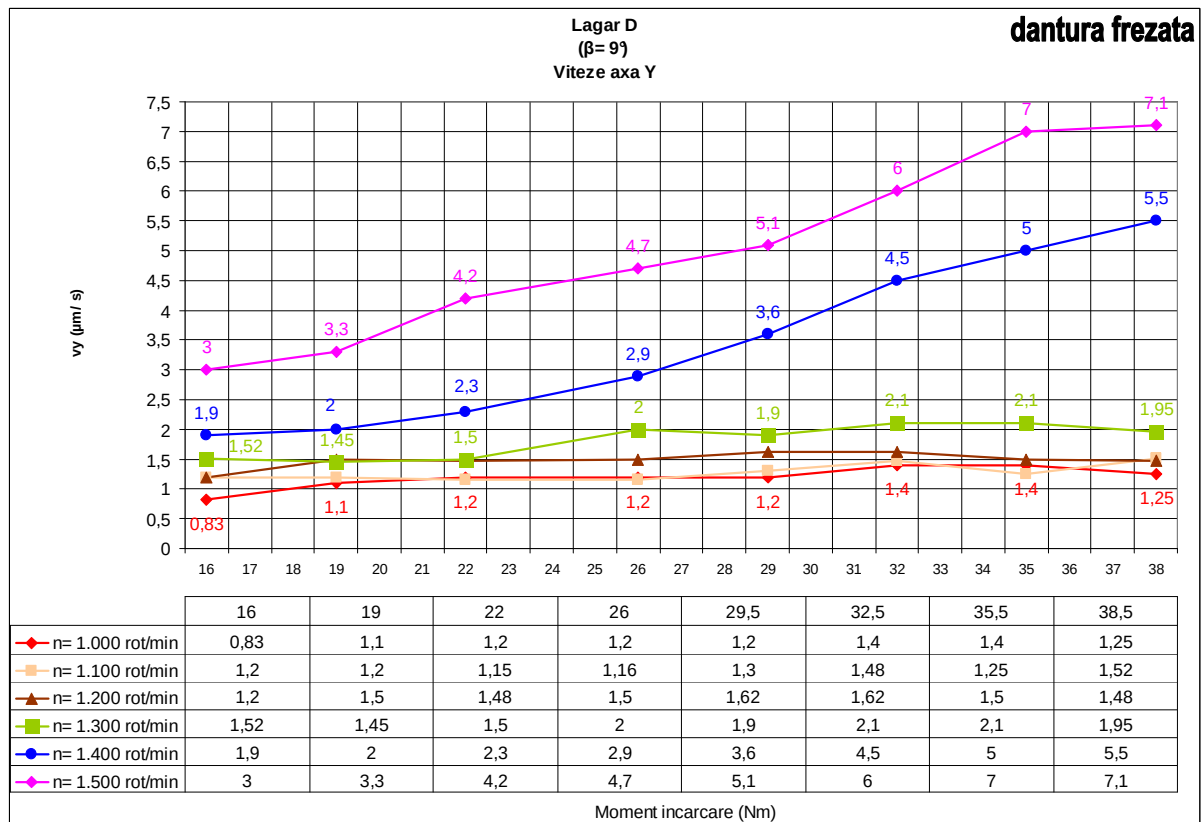


Fig. A1.12

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

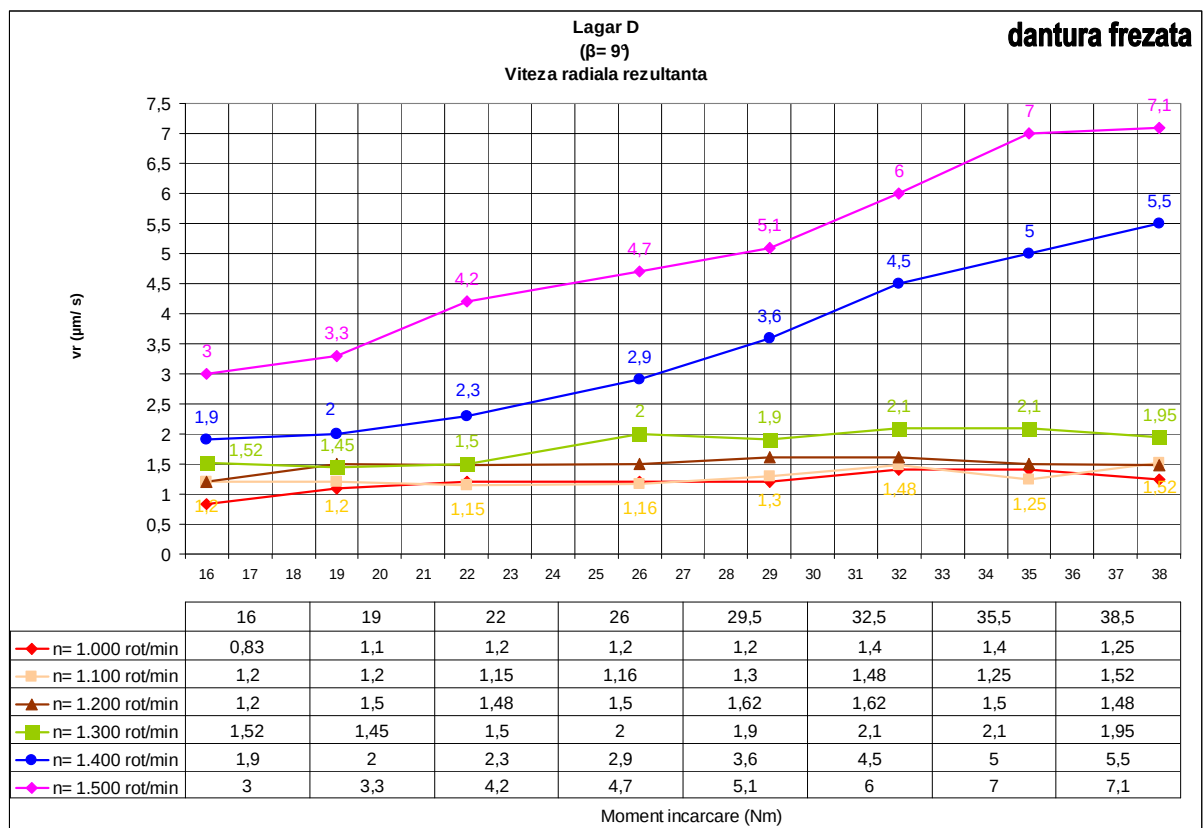


Fig. A1.13

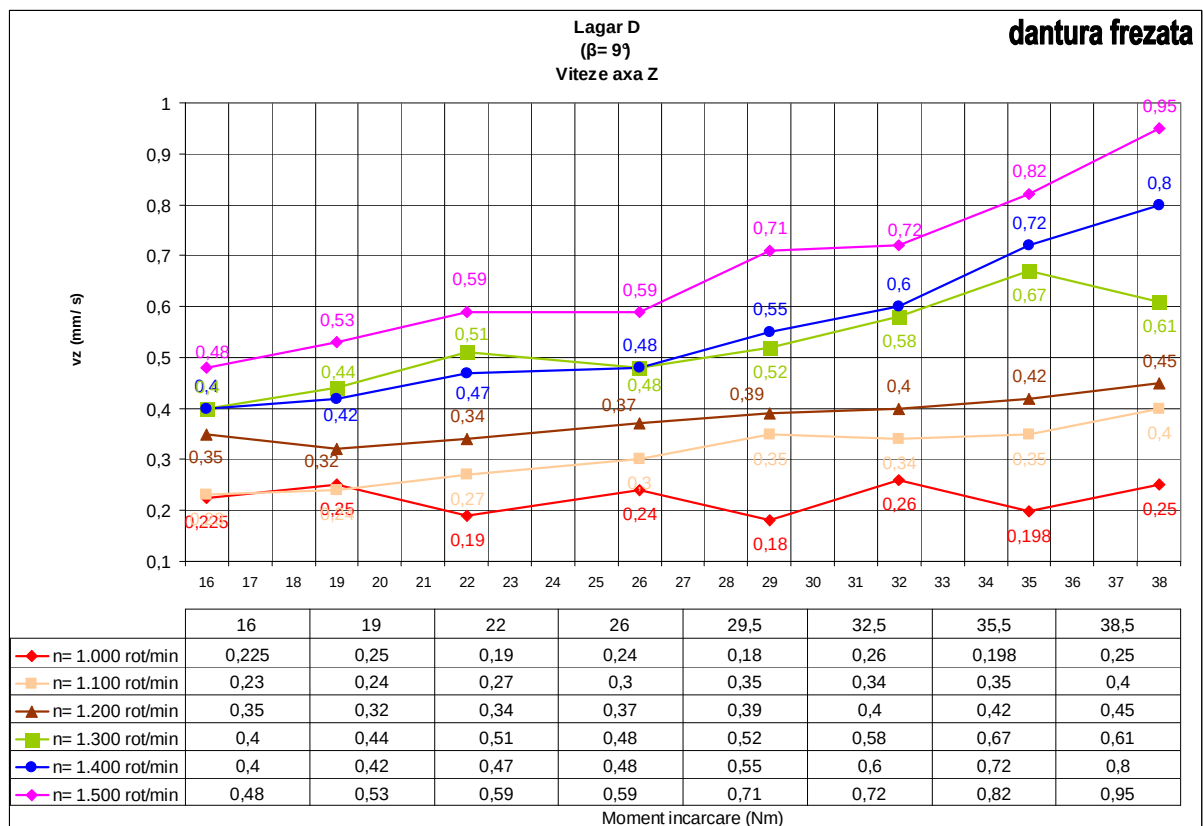


Fig. A1.14

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

A2. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=11^\circ$,
cu dantura prelucrată prin frezare

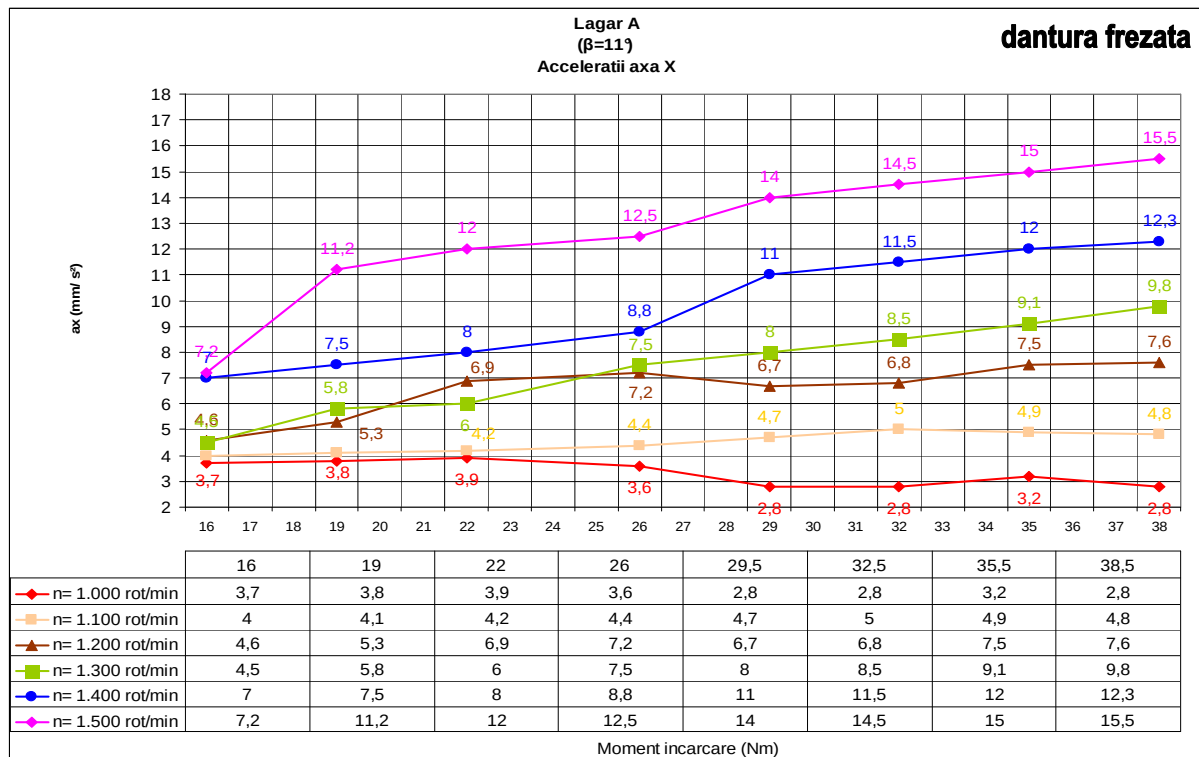


Fig. A2.1

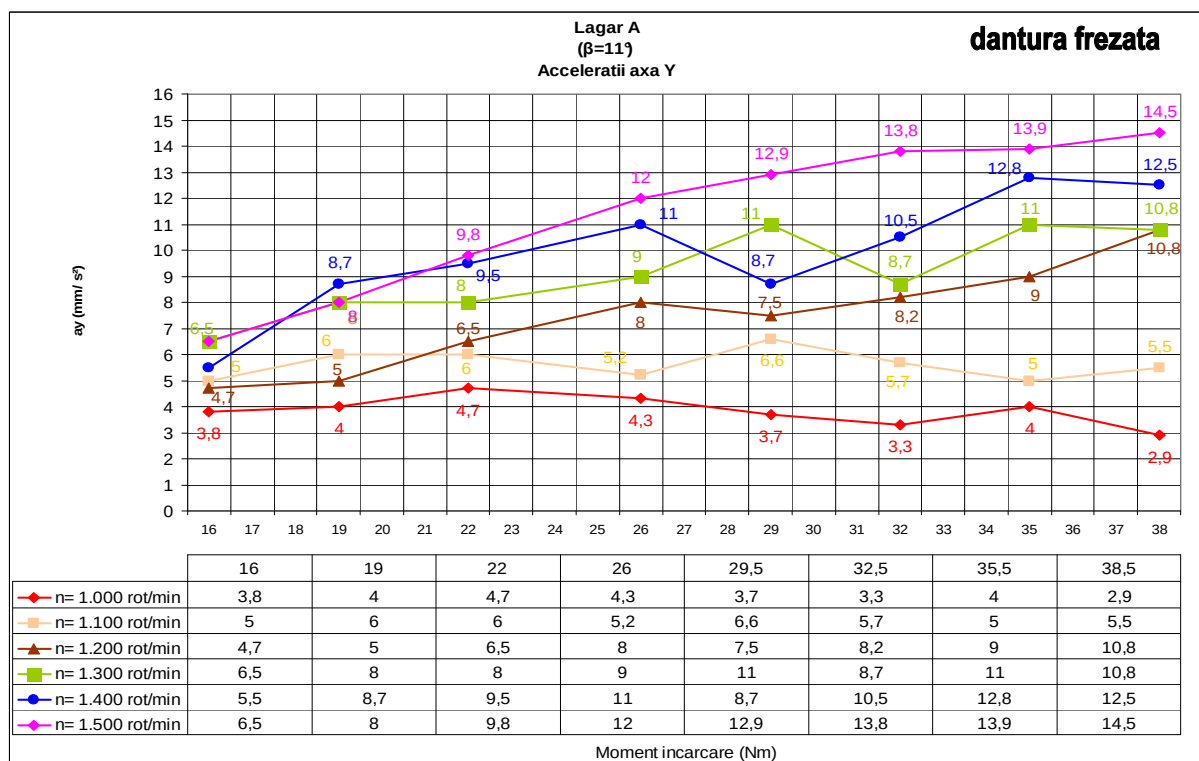


Fig. A2.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

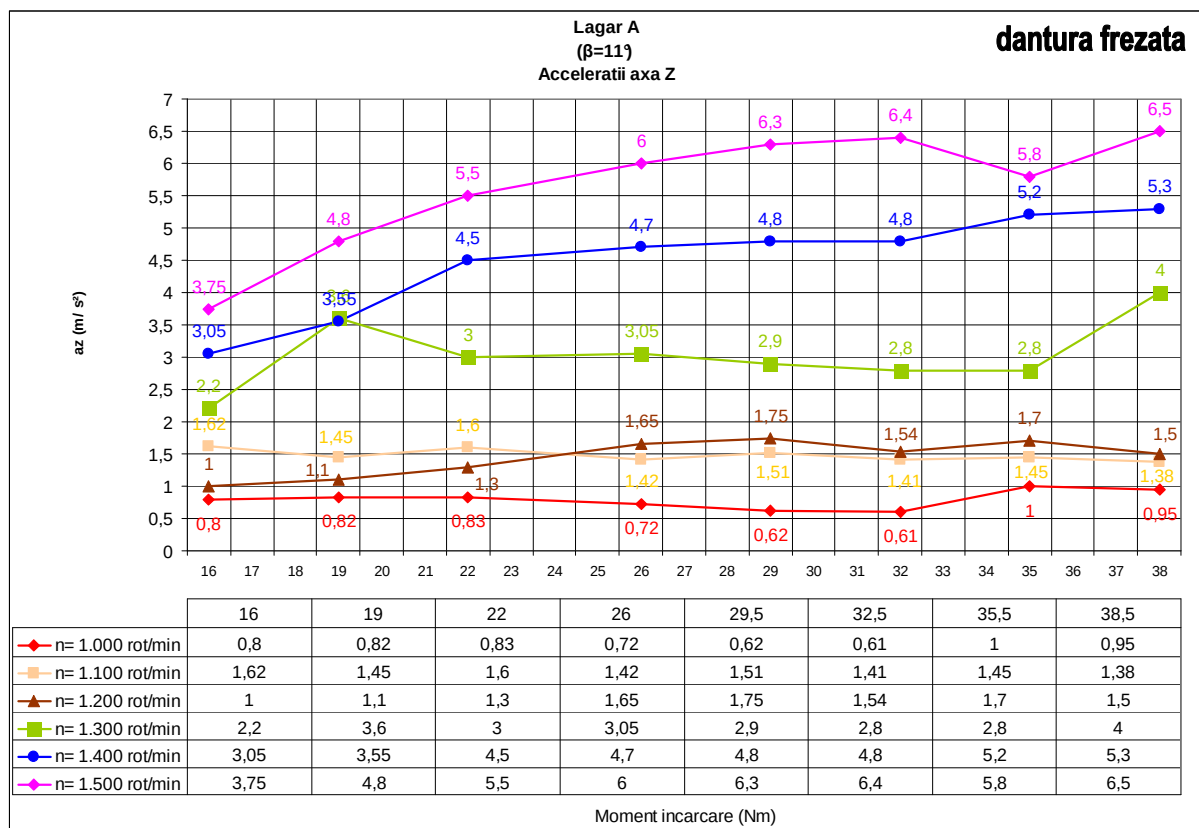


Fig. A2.3

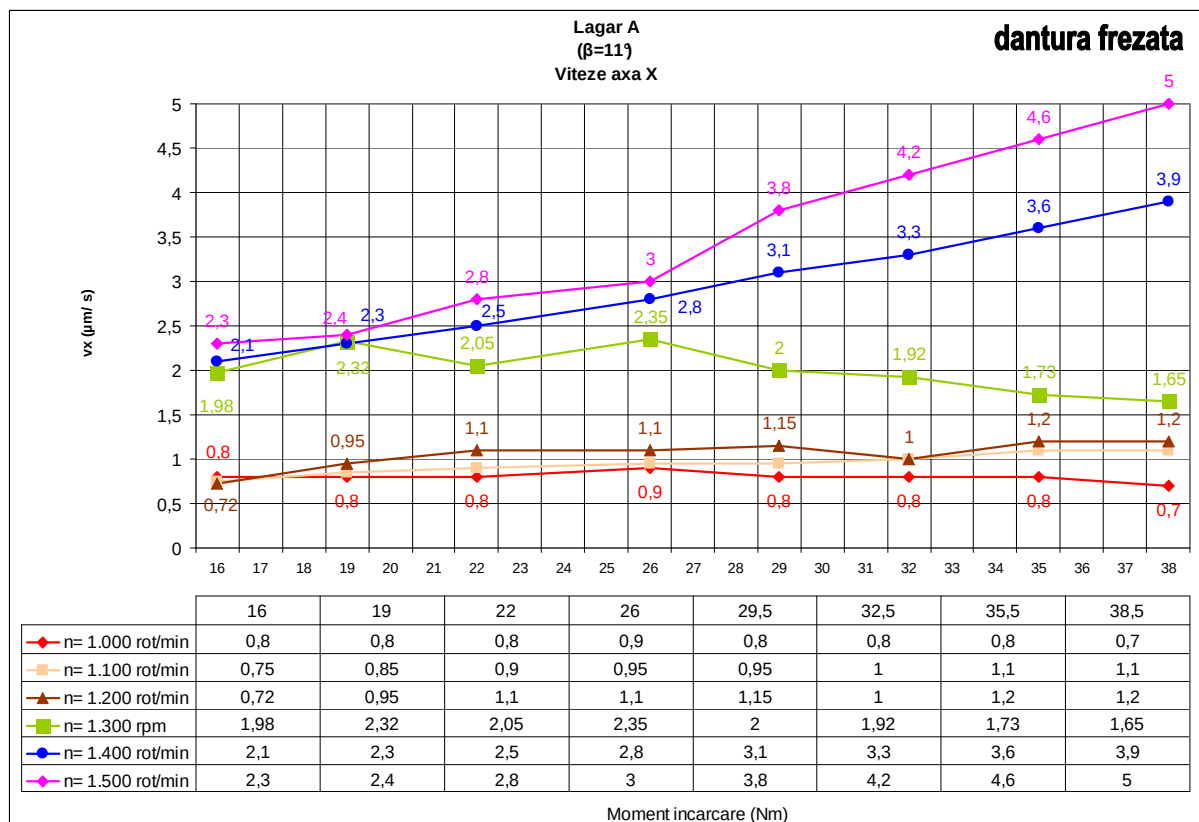


Fig. A2.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

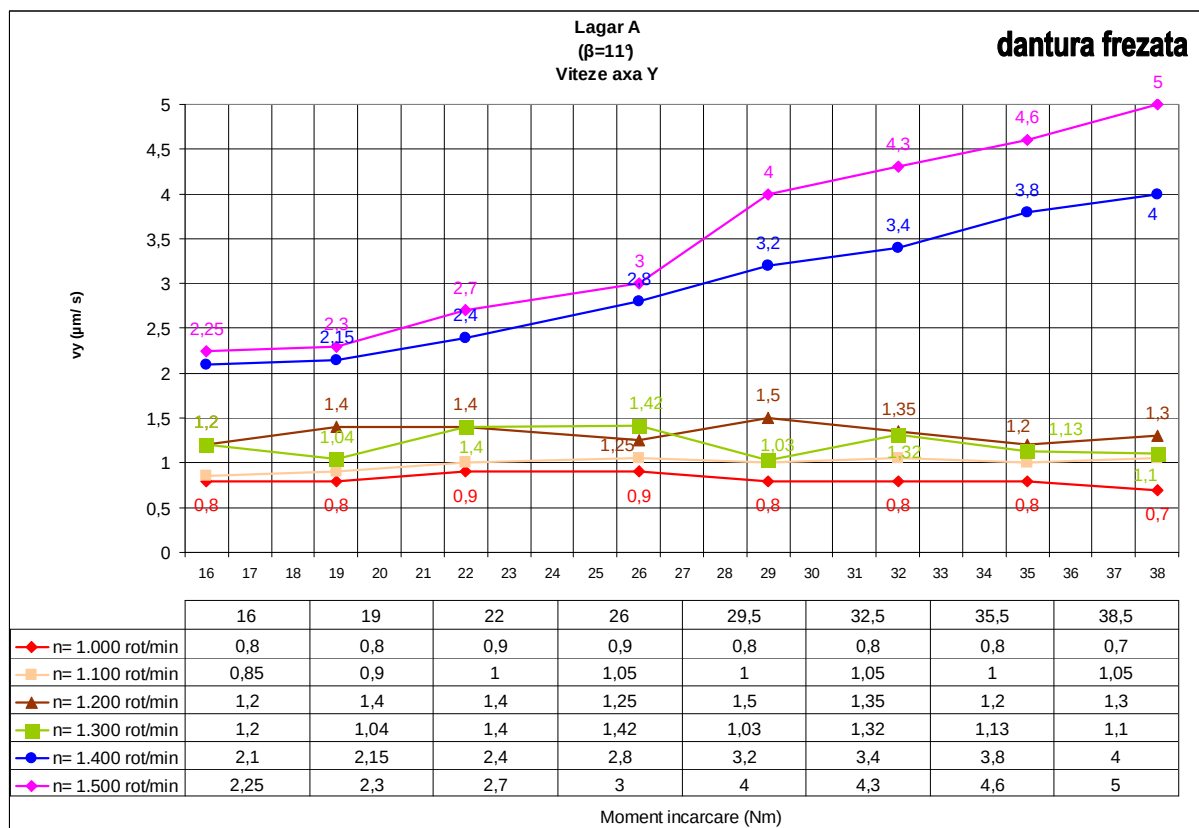


Fig. A2.5

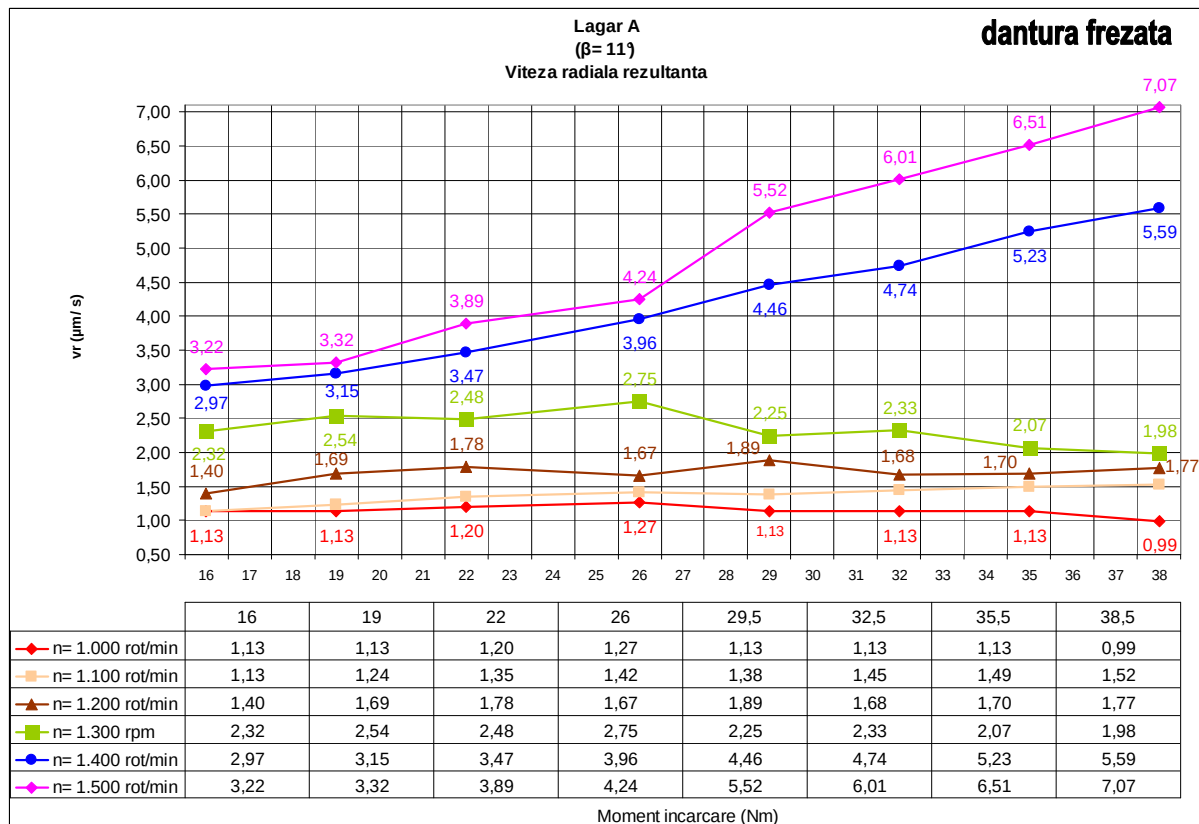


Fig. A2.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

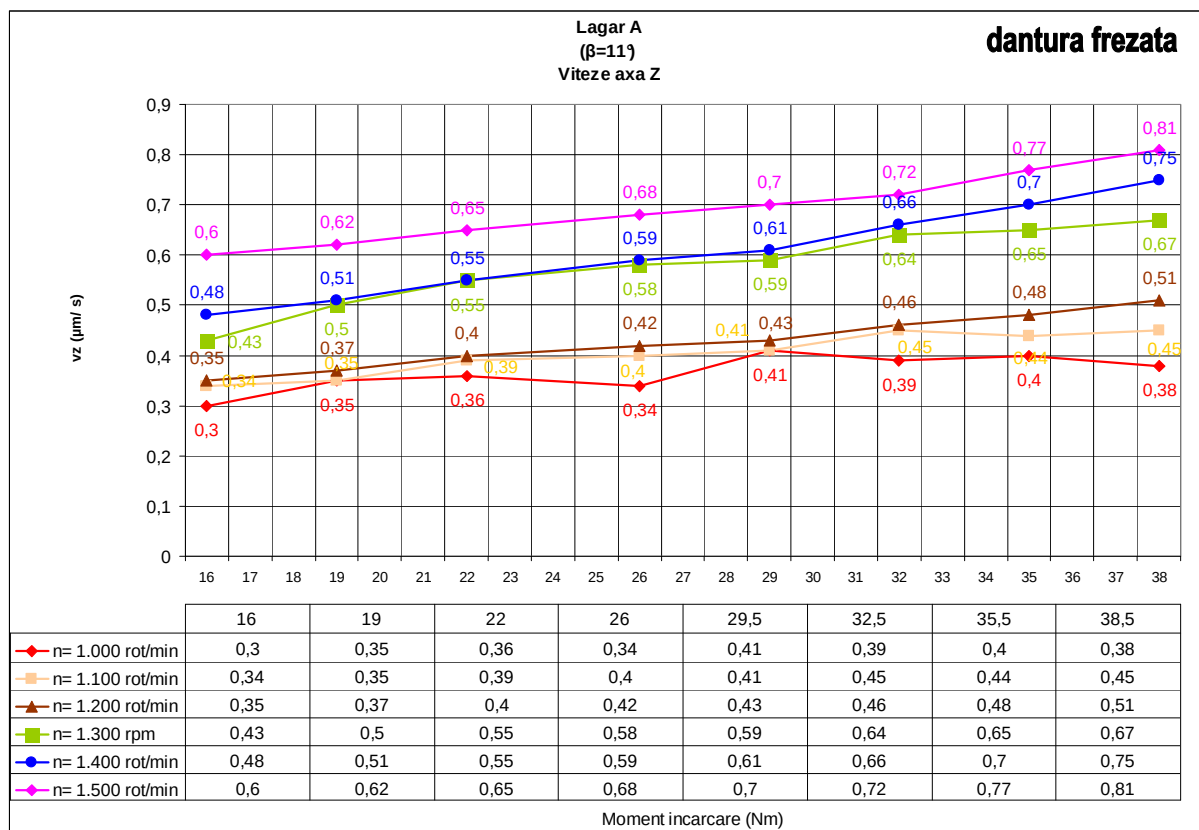


Fig. A2.7

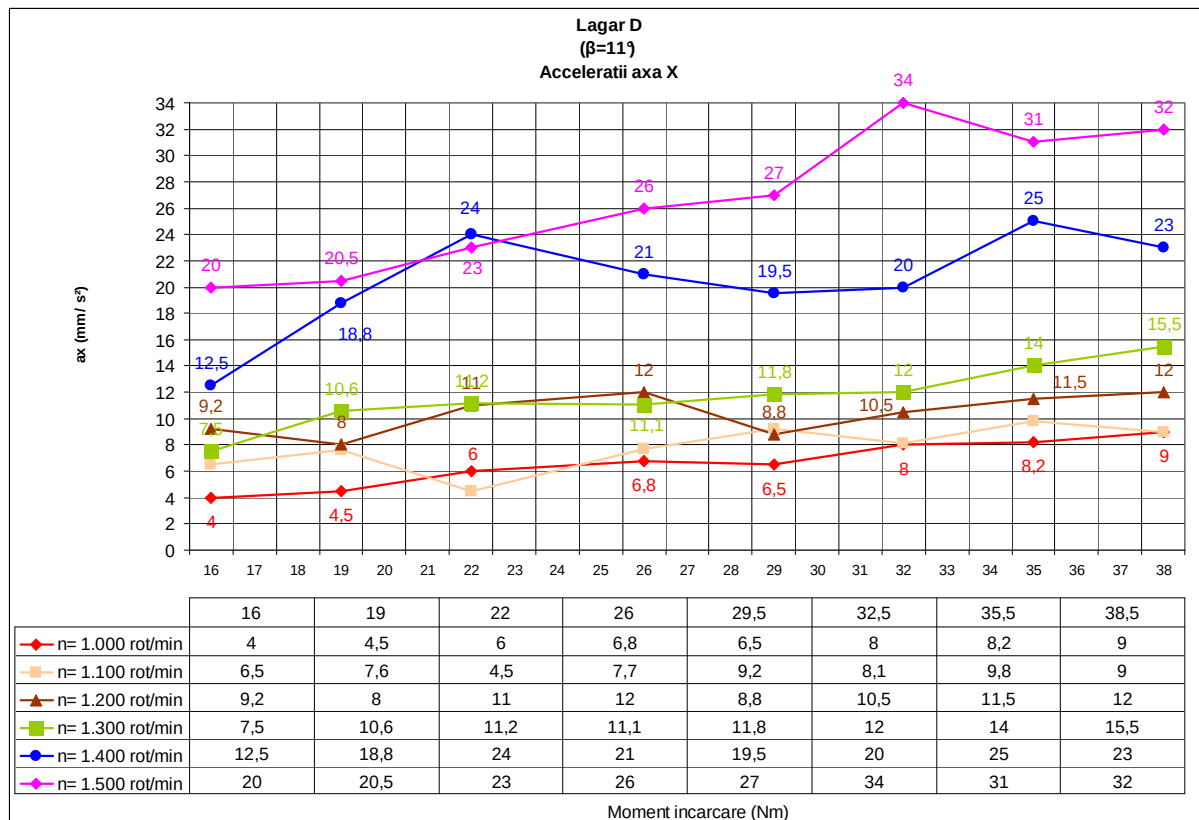


Fig. A2.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

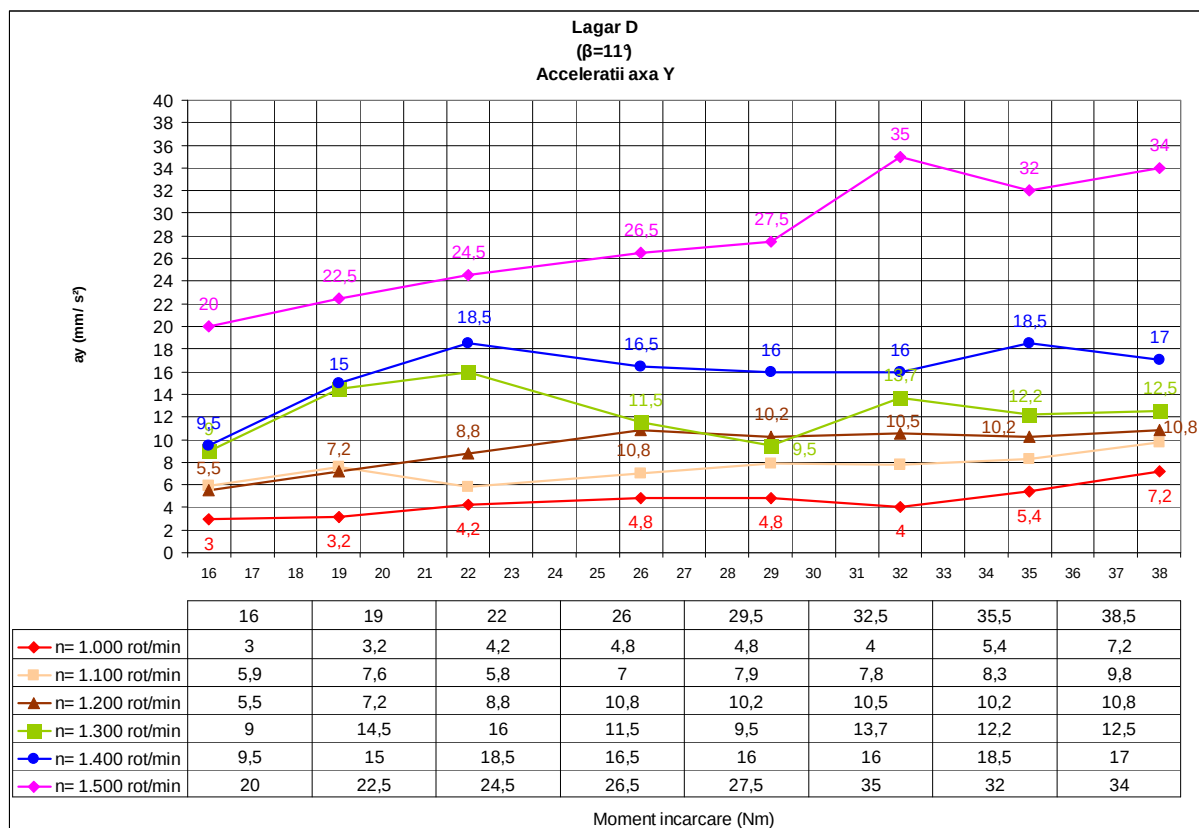


Fig. A2.9

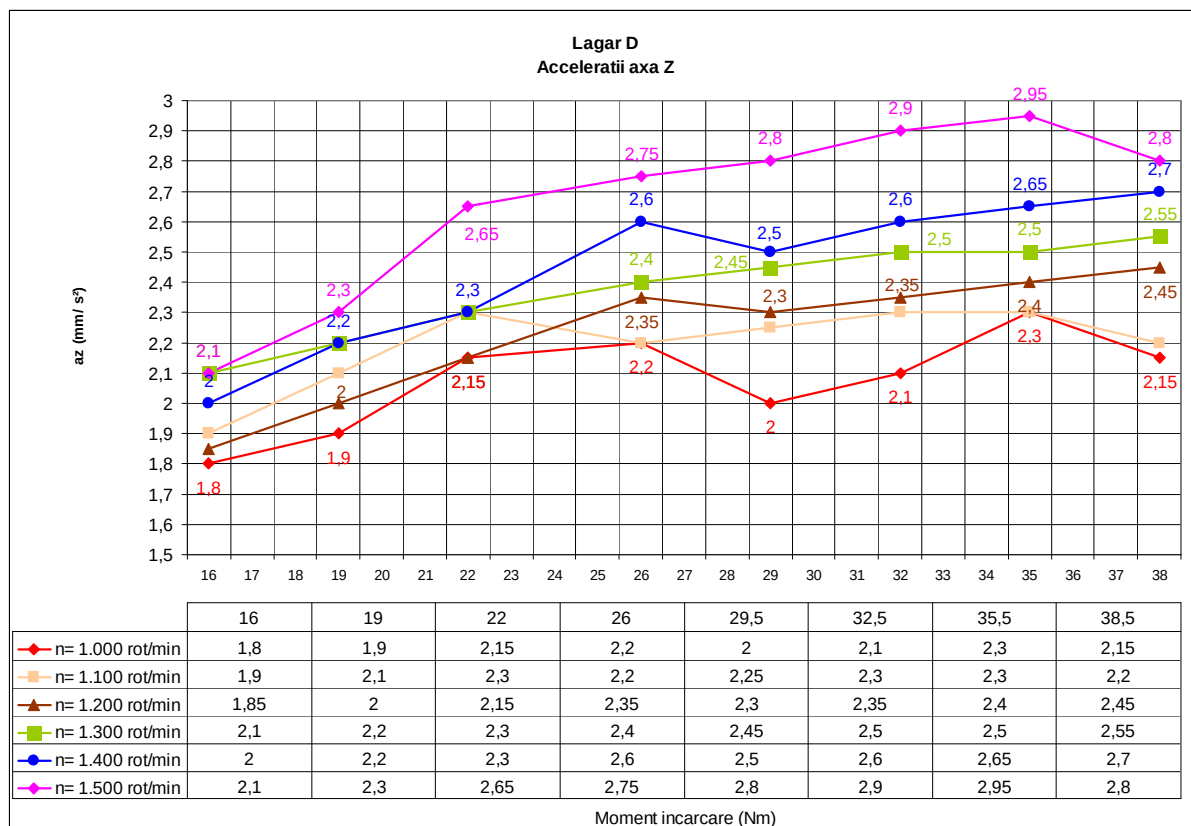


Fig. A2.10

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

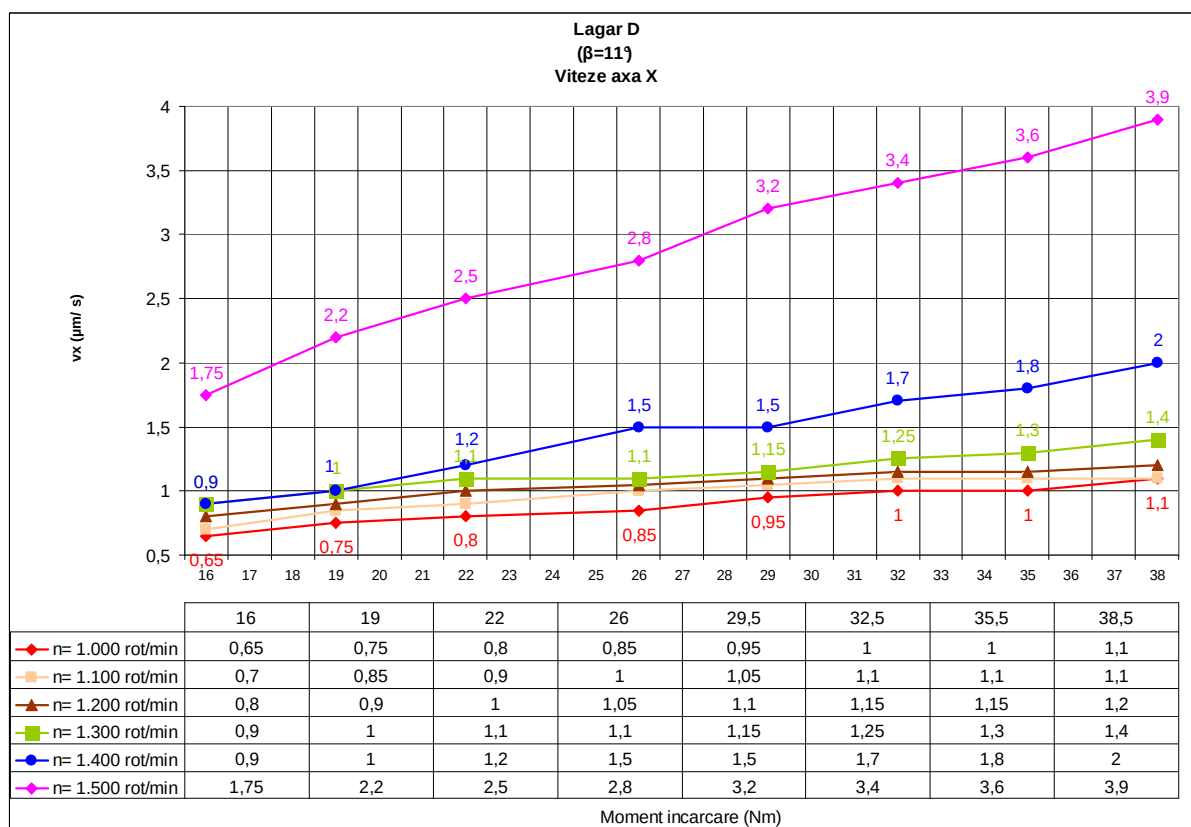


Fig. A2.11

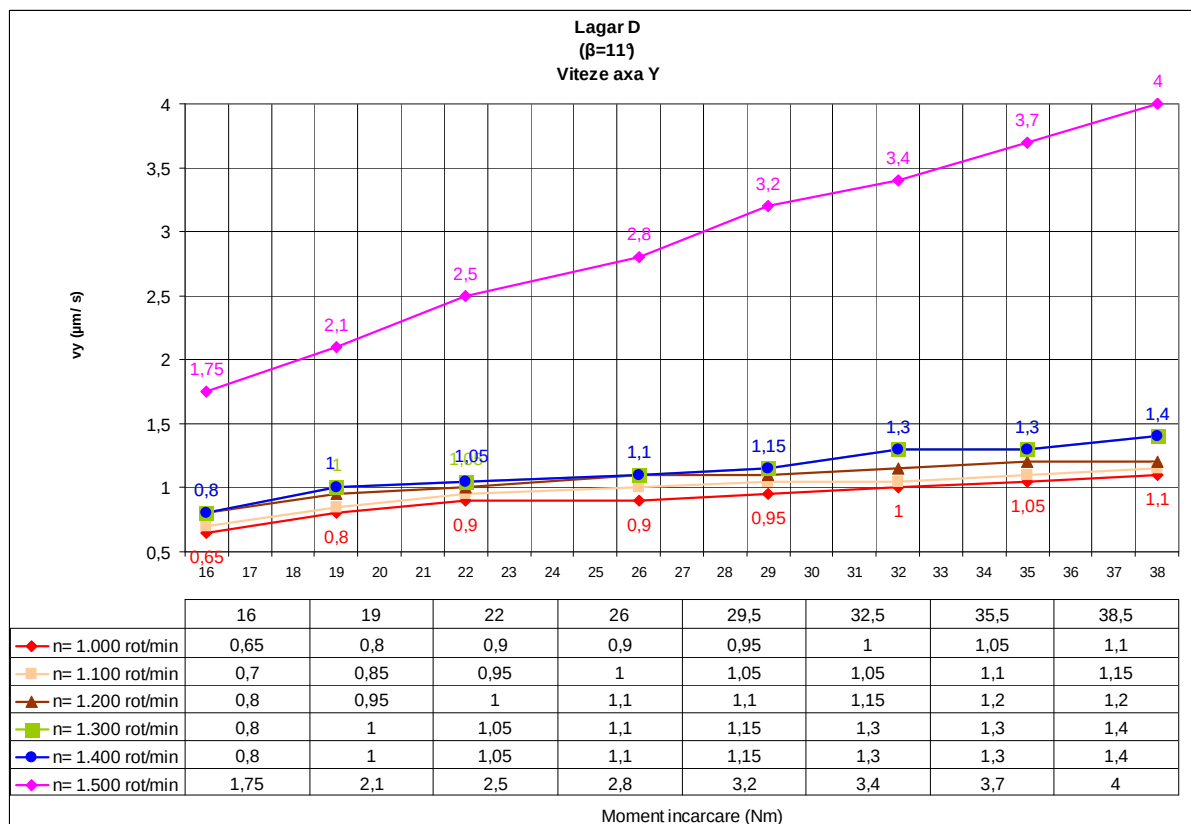


Fig. A2.12

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

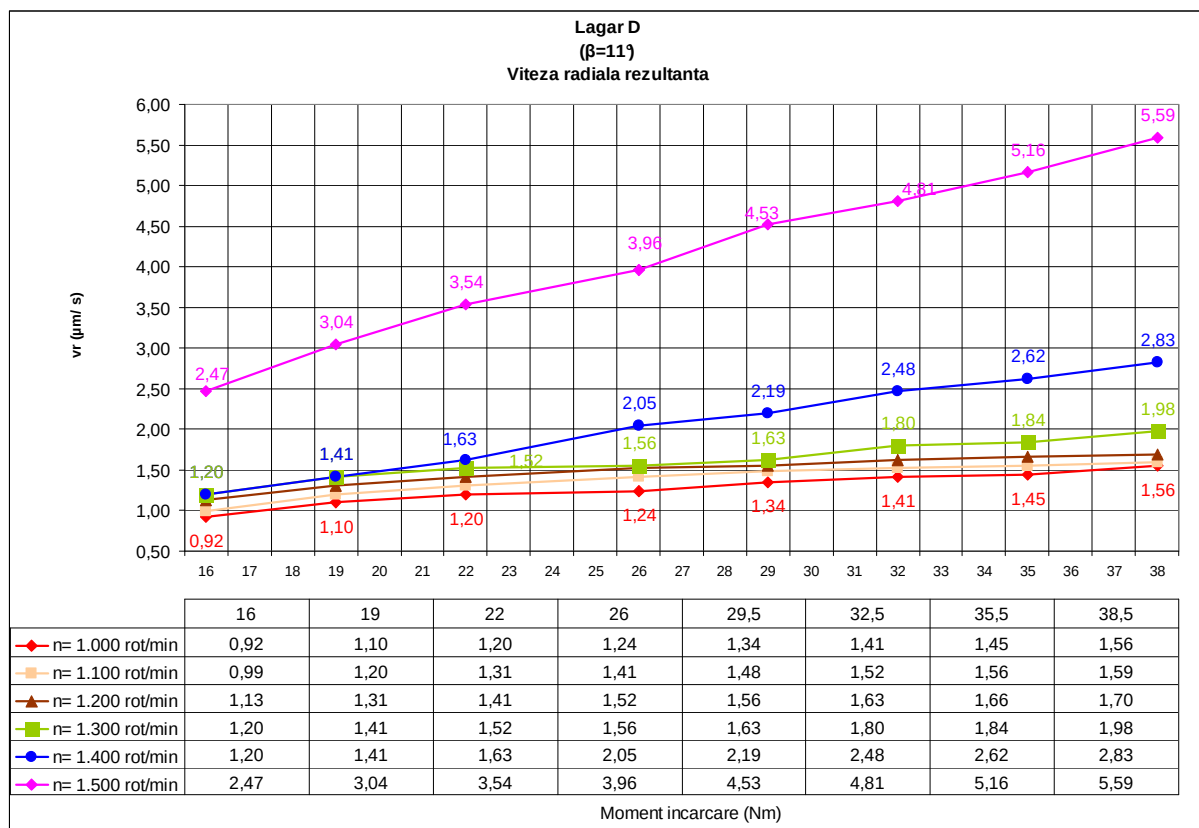


Fig. A2.13

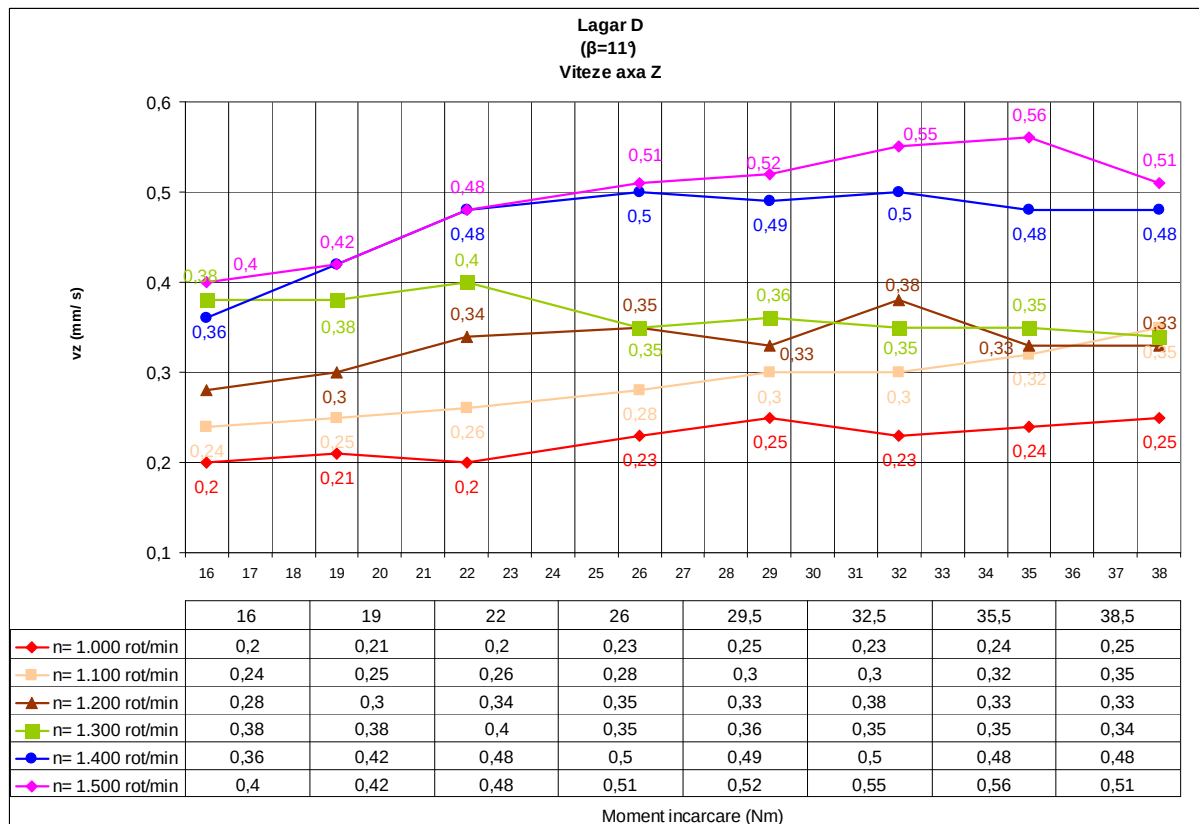


Fig. A2.14

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

A3. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=13^\circ$,
cu dantura prelucrată prin frezare

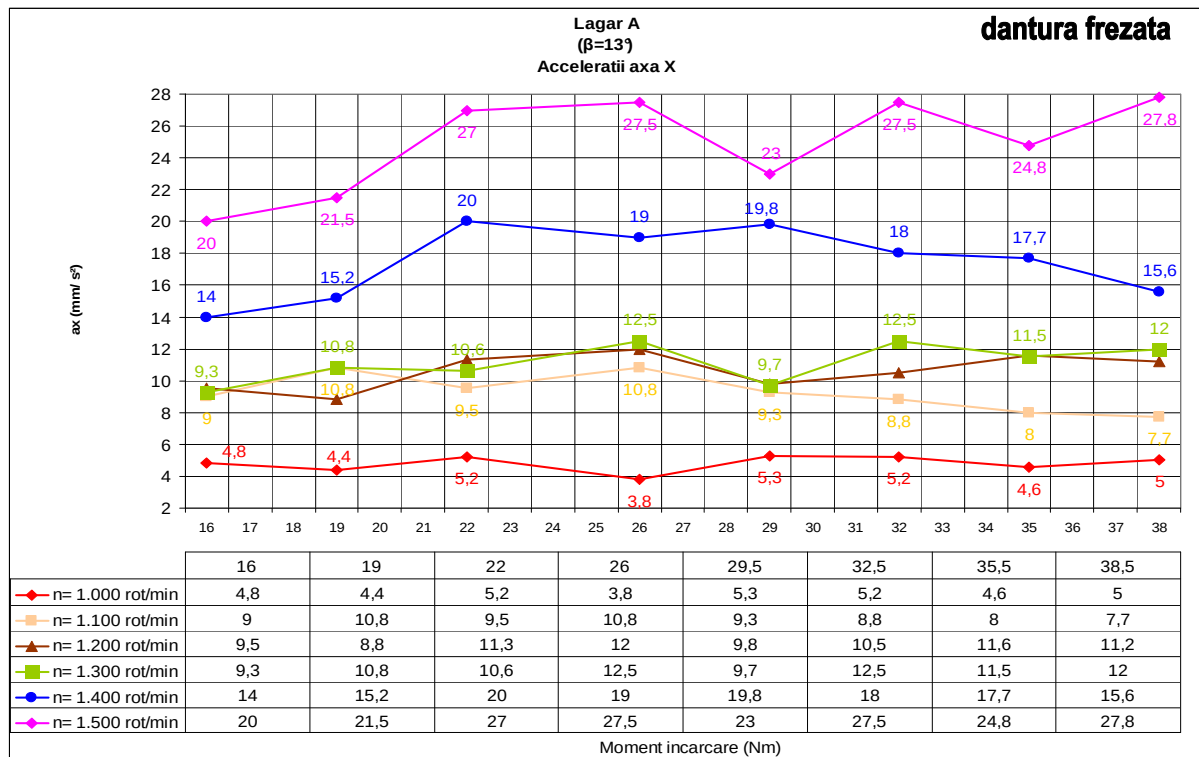


Fig. A3.1

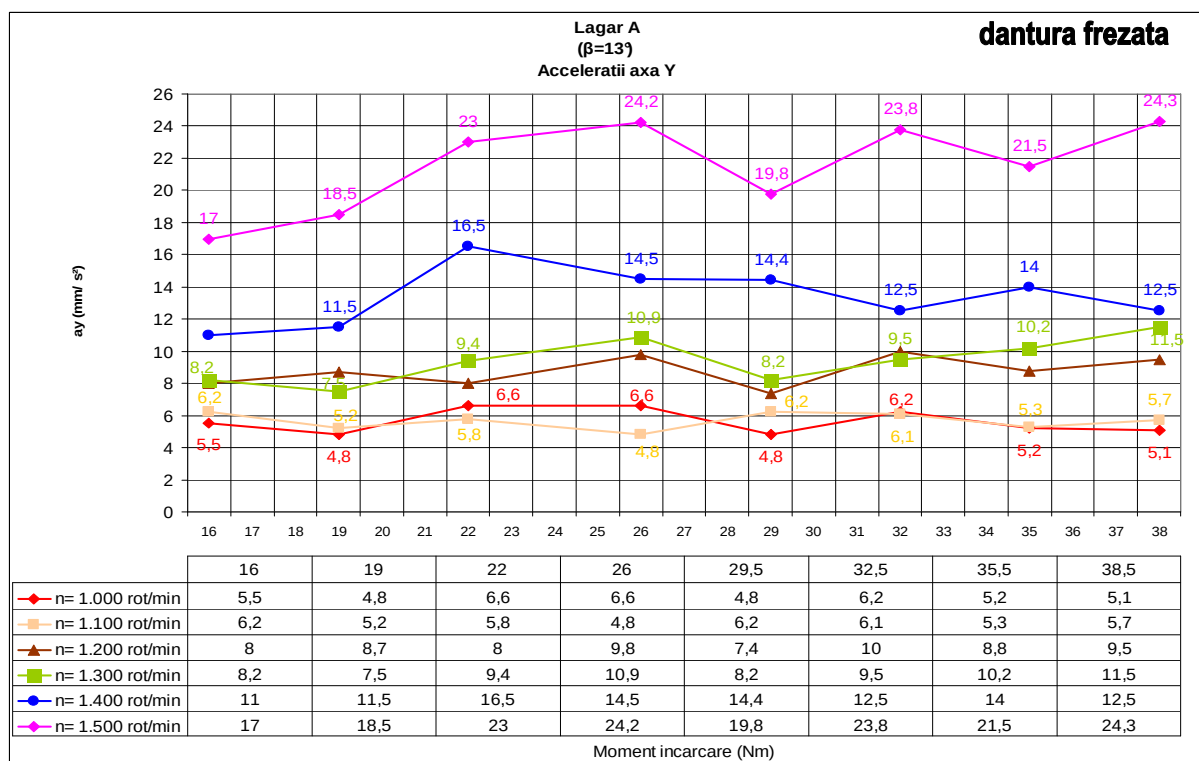


Fig. A3.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

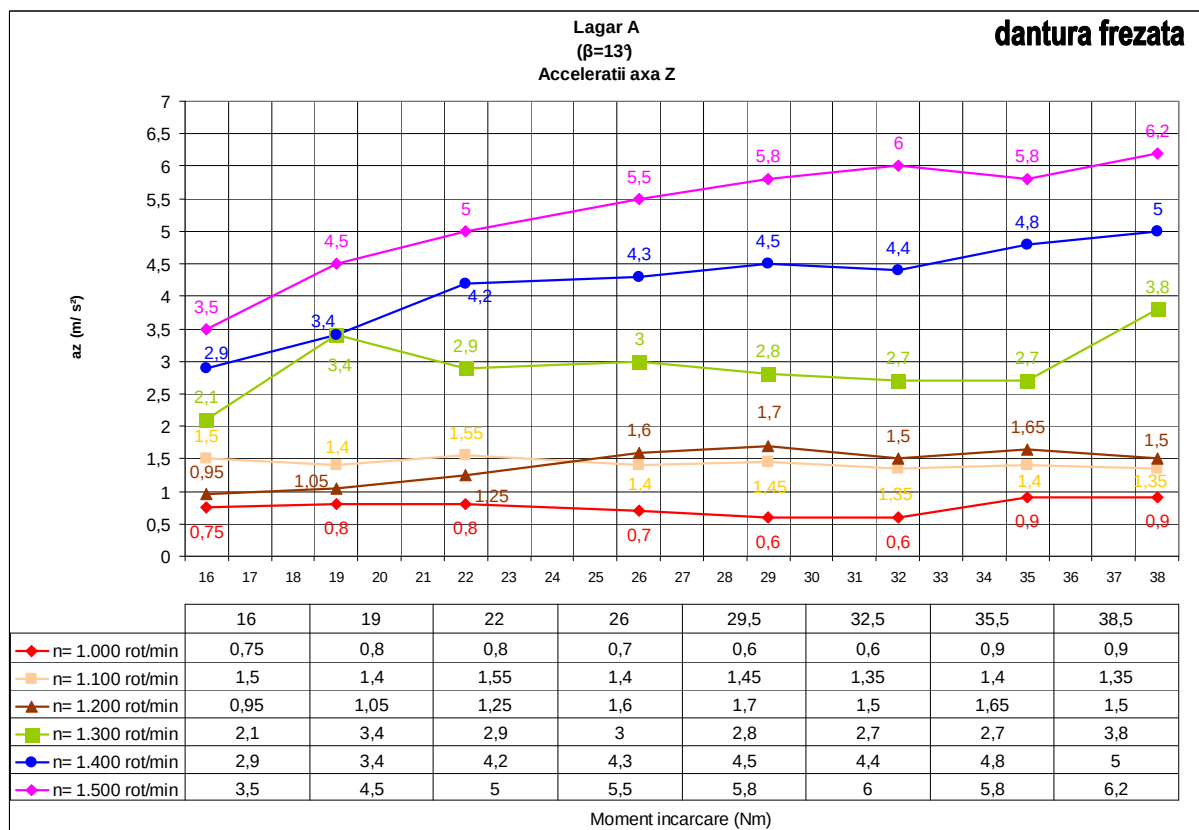


Fig. A3.3

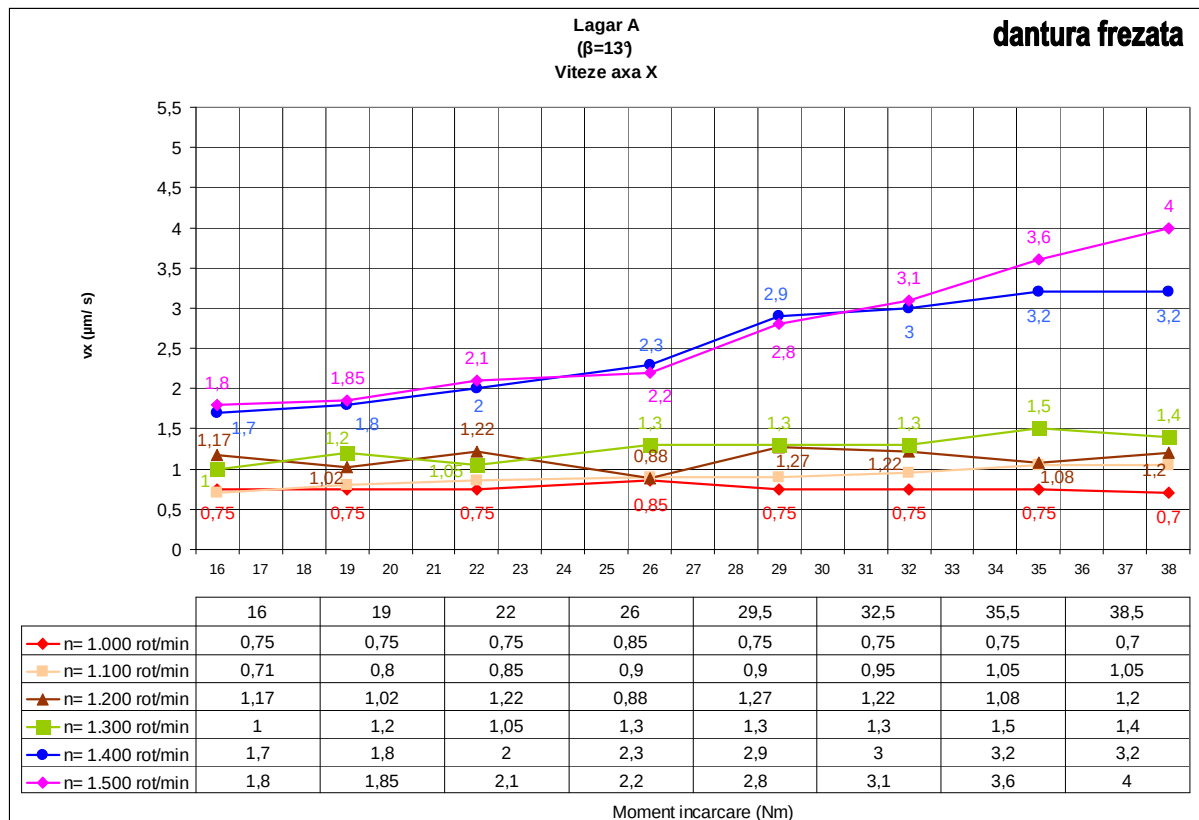


Fig. A3.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

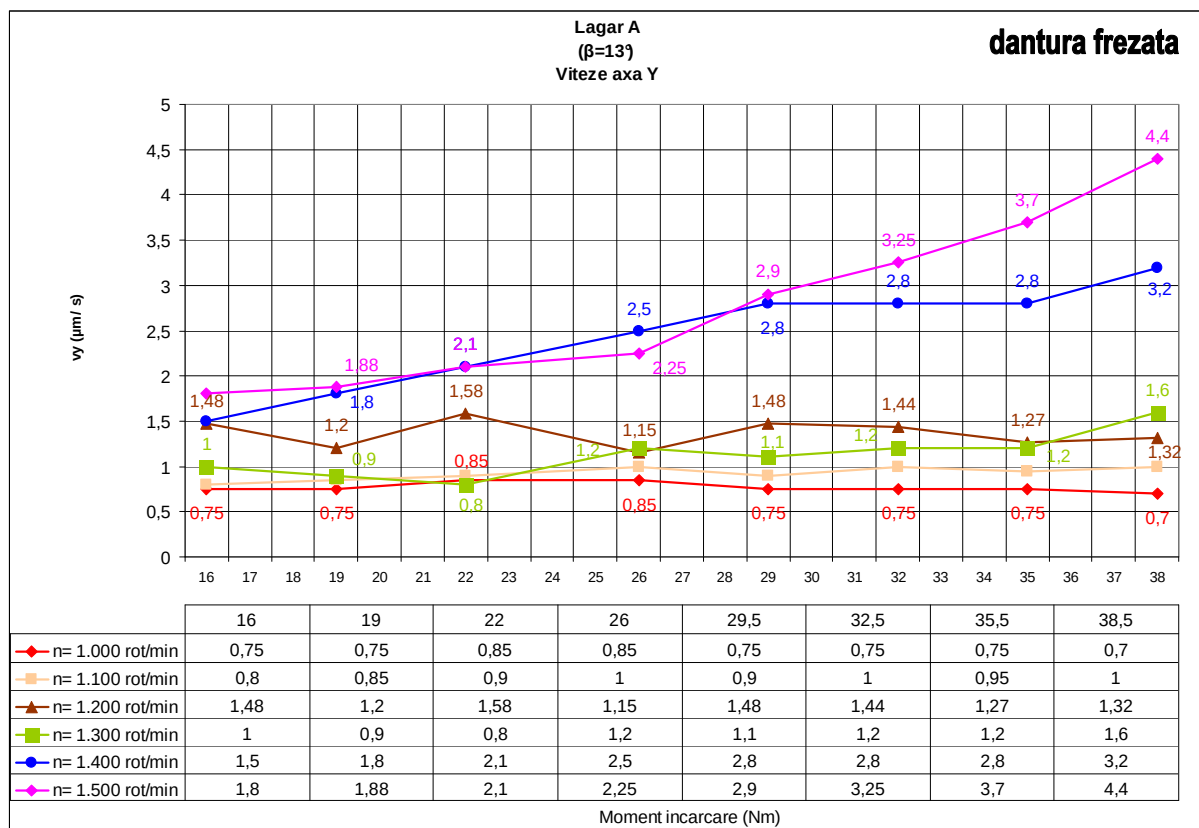


Fig. A3.5

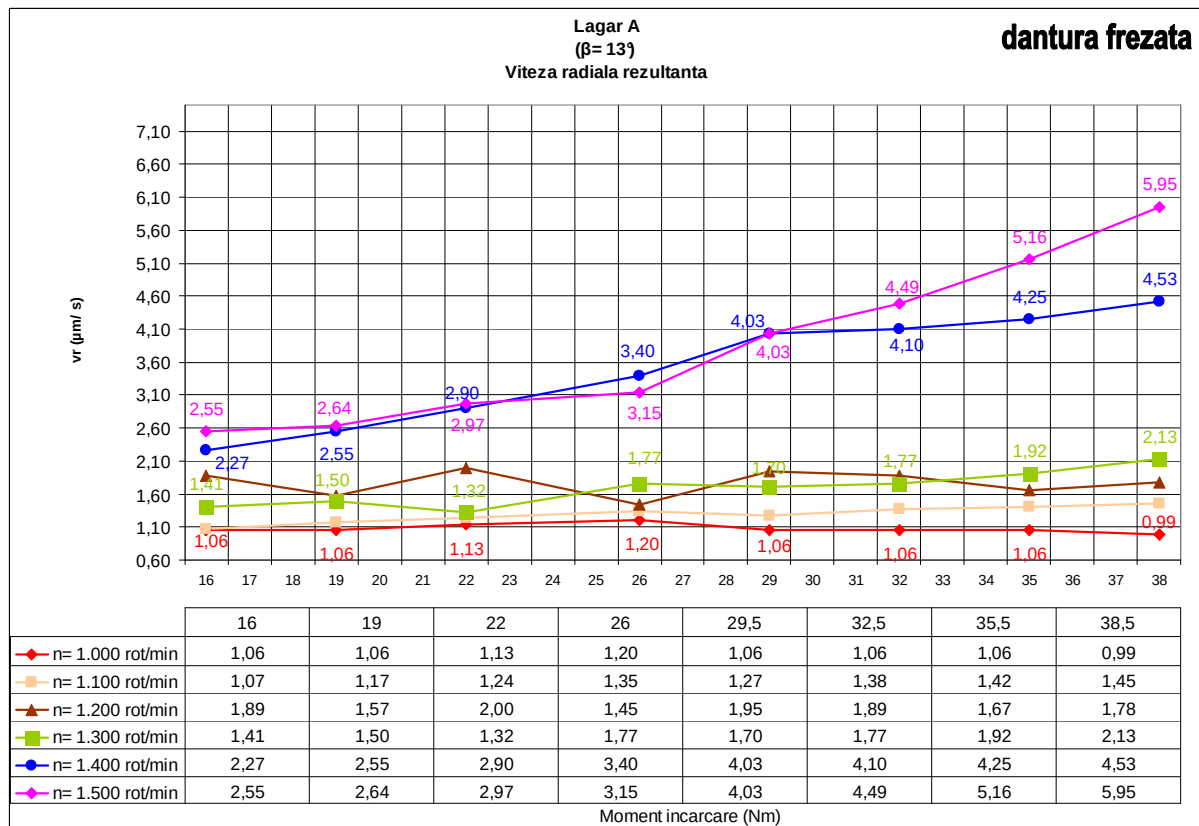


Fig. A3.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

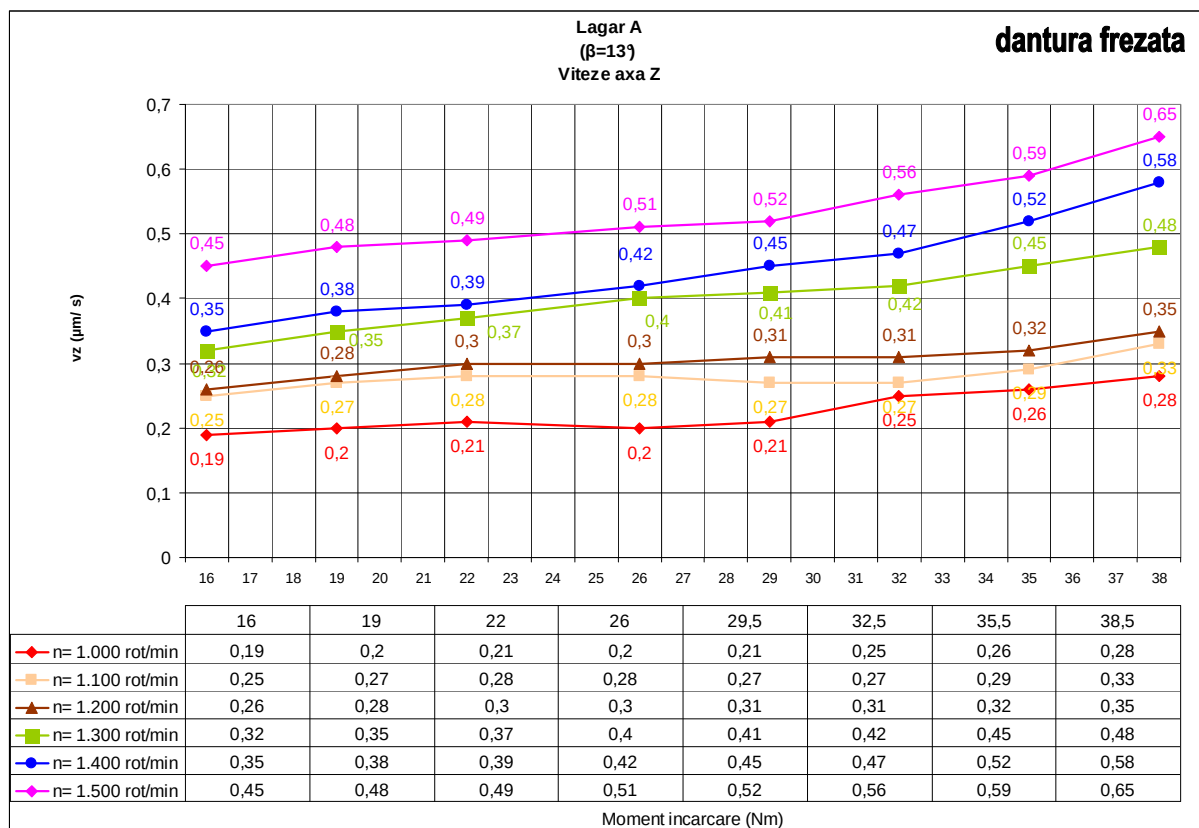


Fig. A3.7

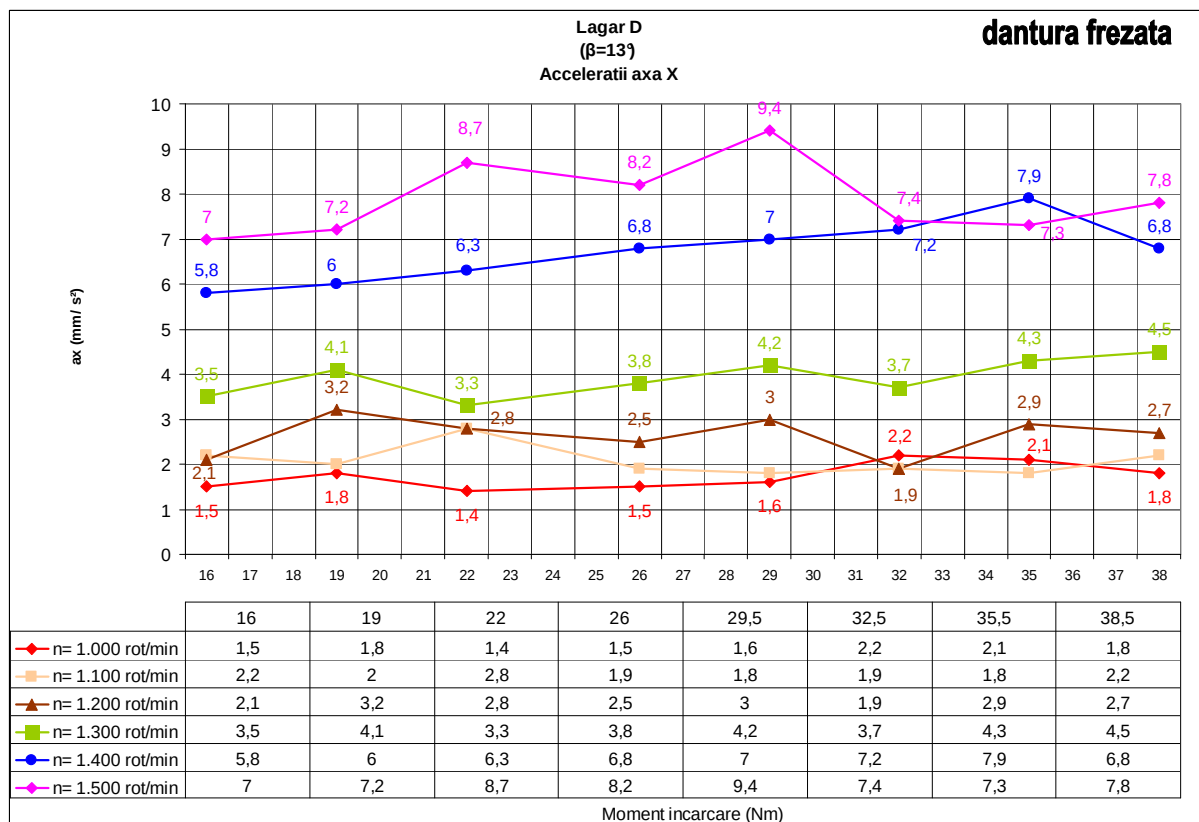


Fig. A3.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

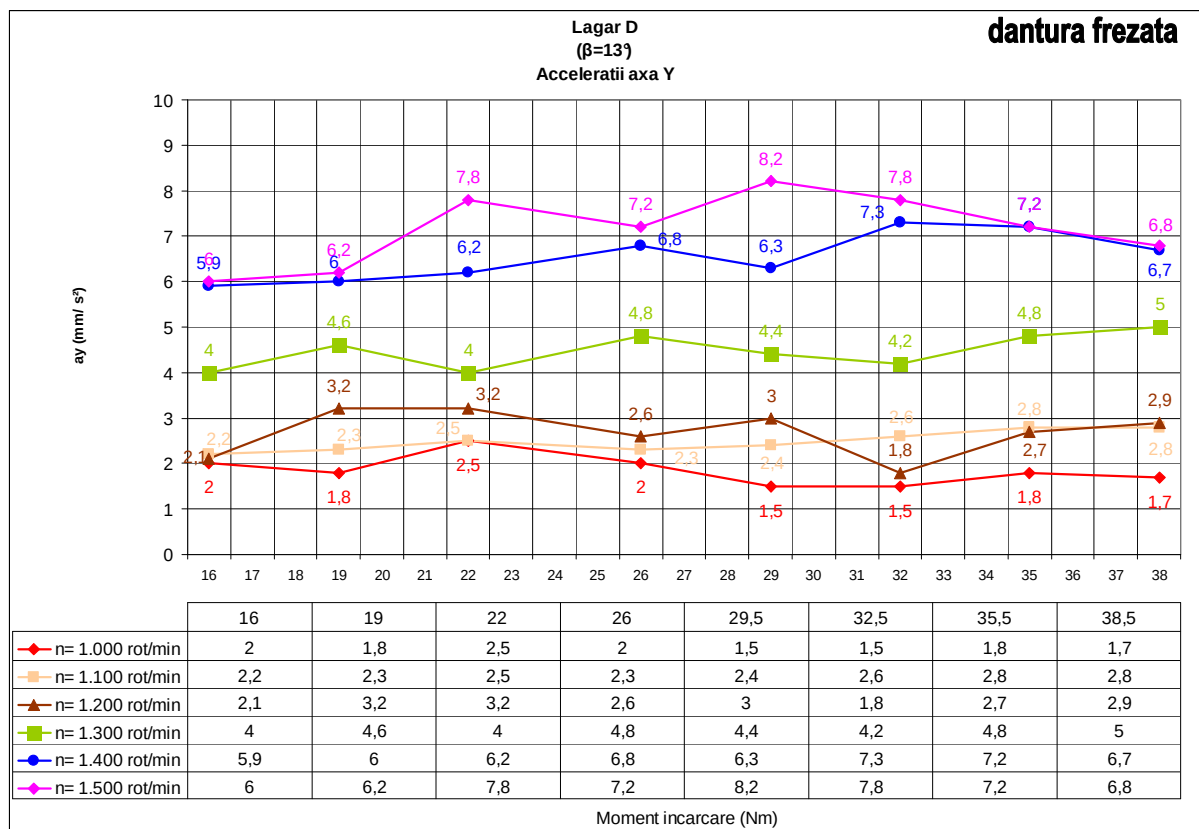


Fig. A3.9

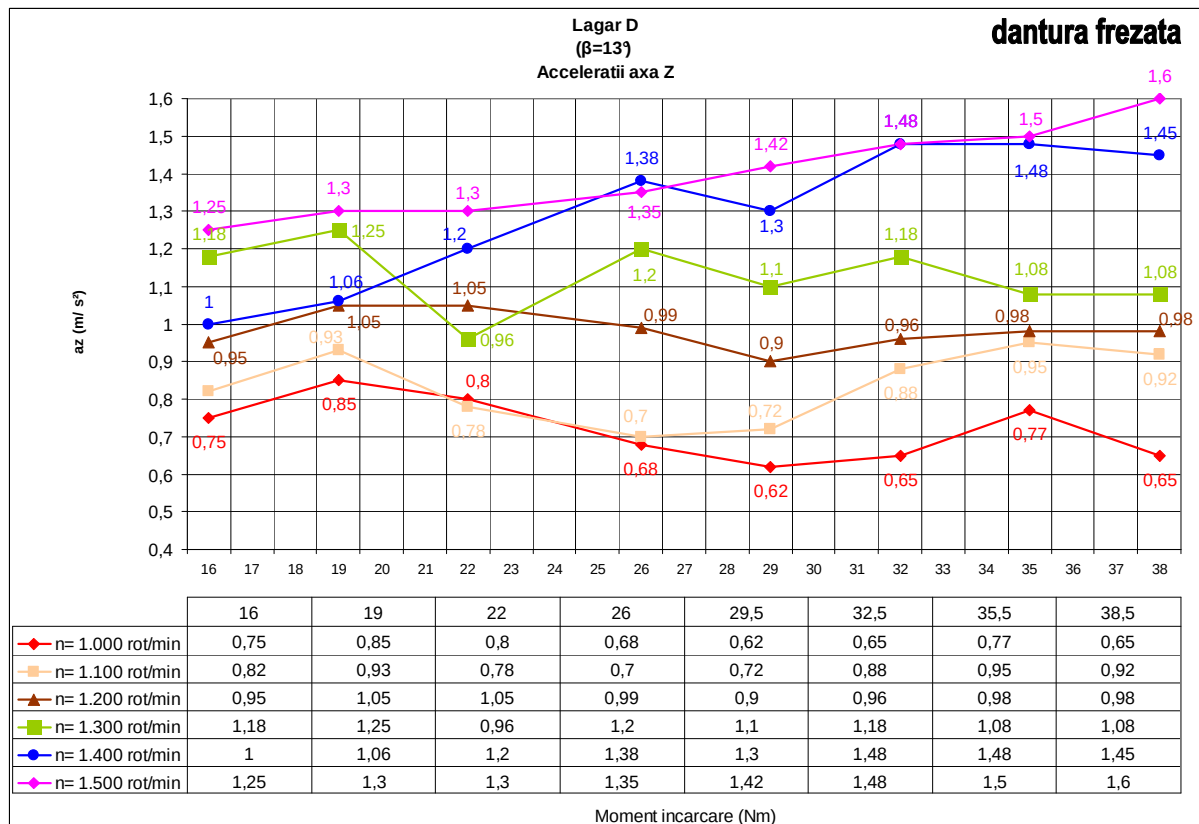


Fig. A3.10

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

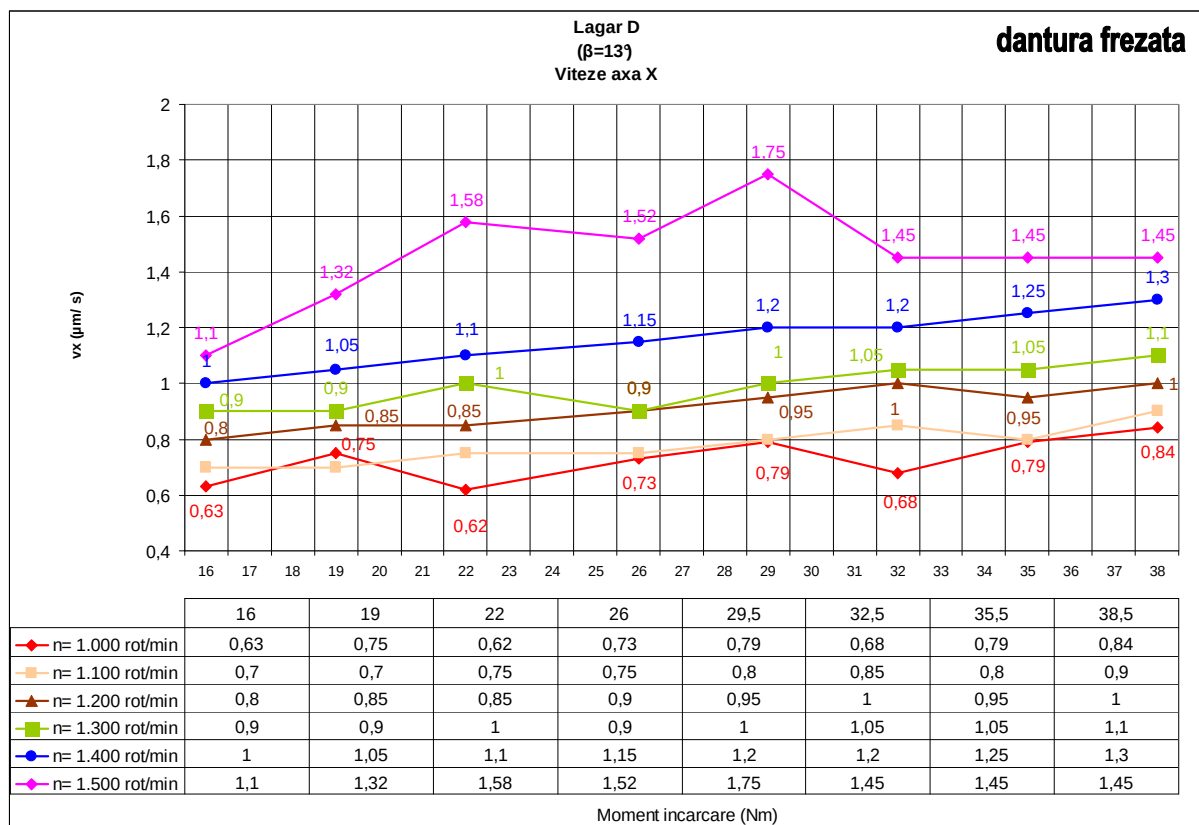


Fig. A3.11

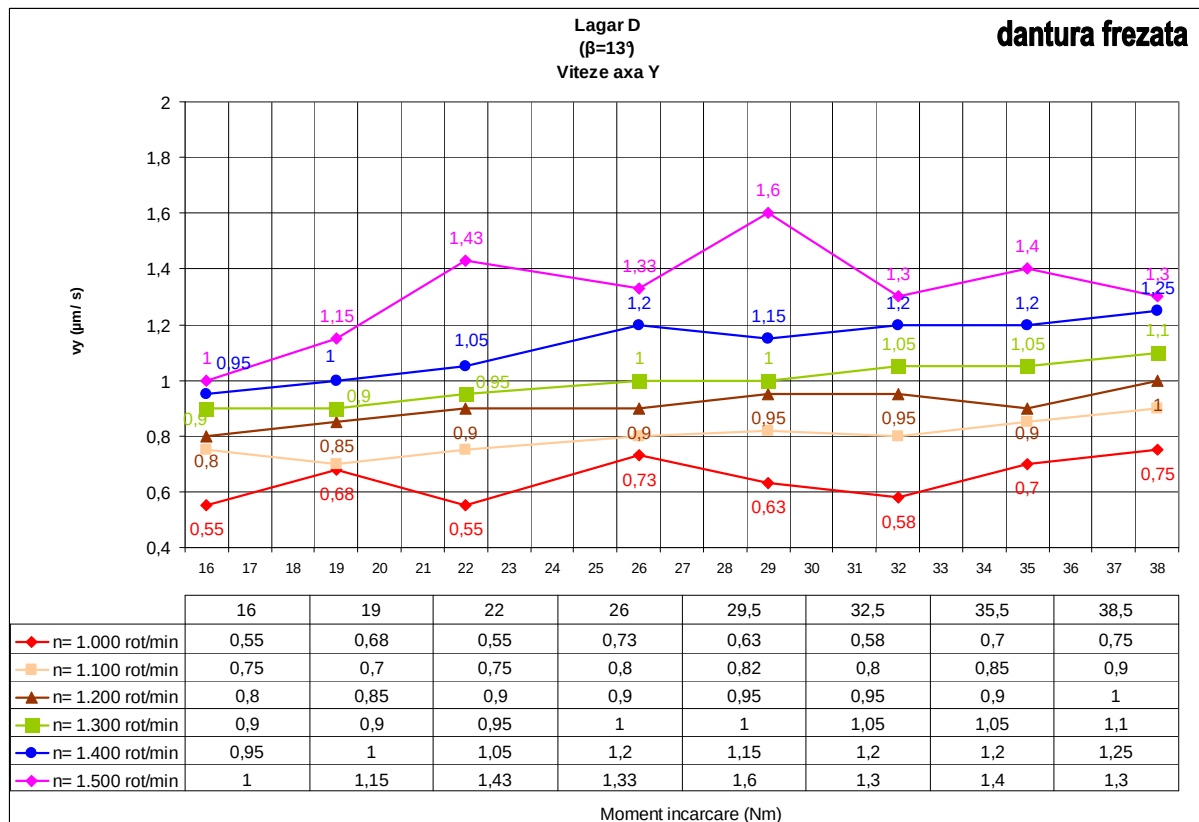


Fig. A3.12

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

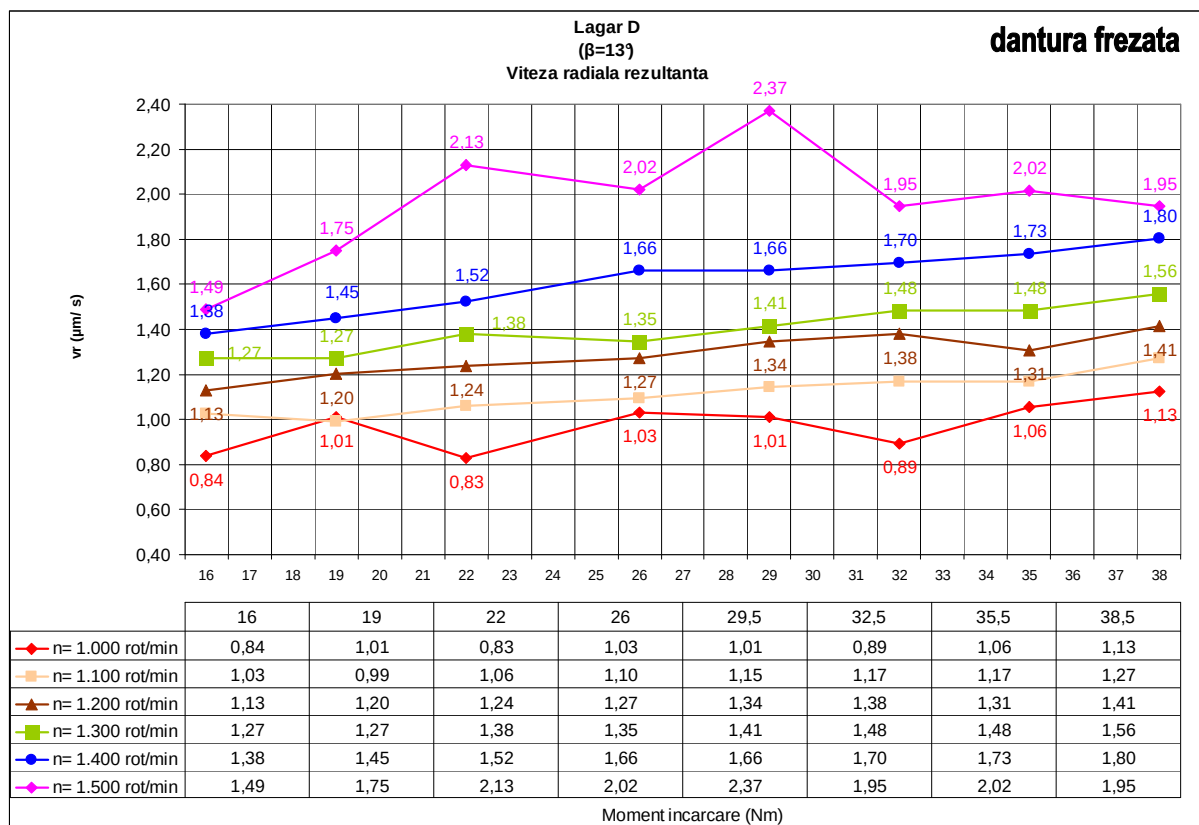


Fig. A3.13

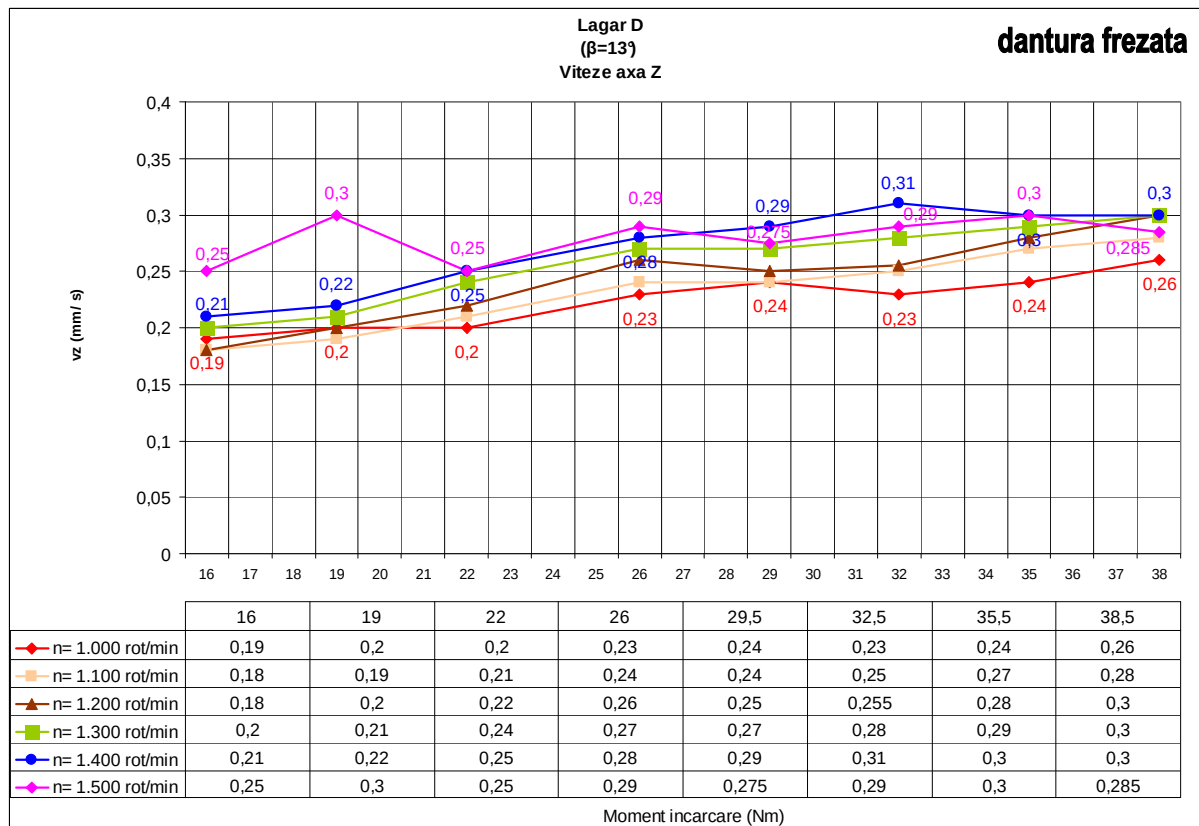


Fig. A3.14

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

A4. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=15^\circ$,
cu dantura prelucrată prin frezare

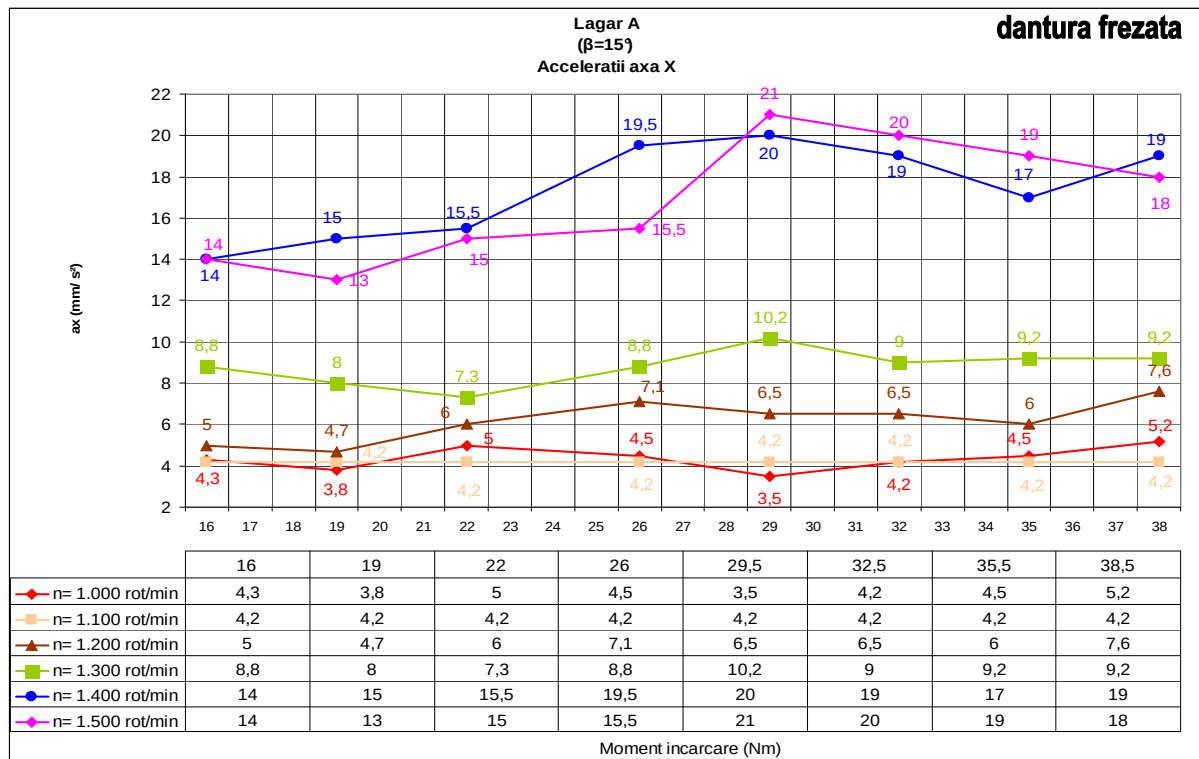


Fig. A4.1

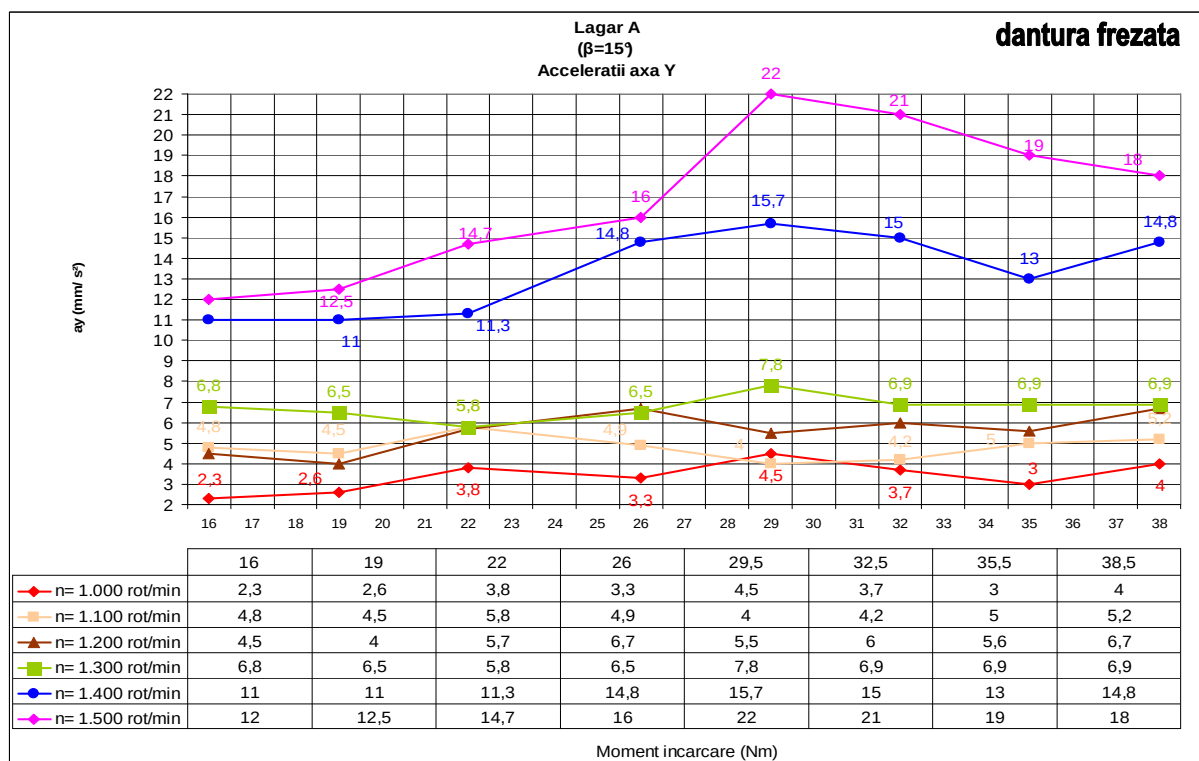


Fig. A4.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

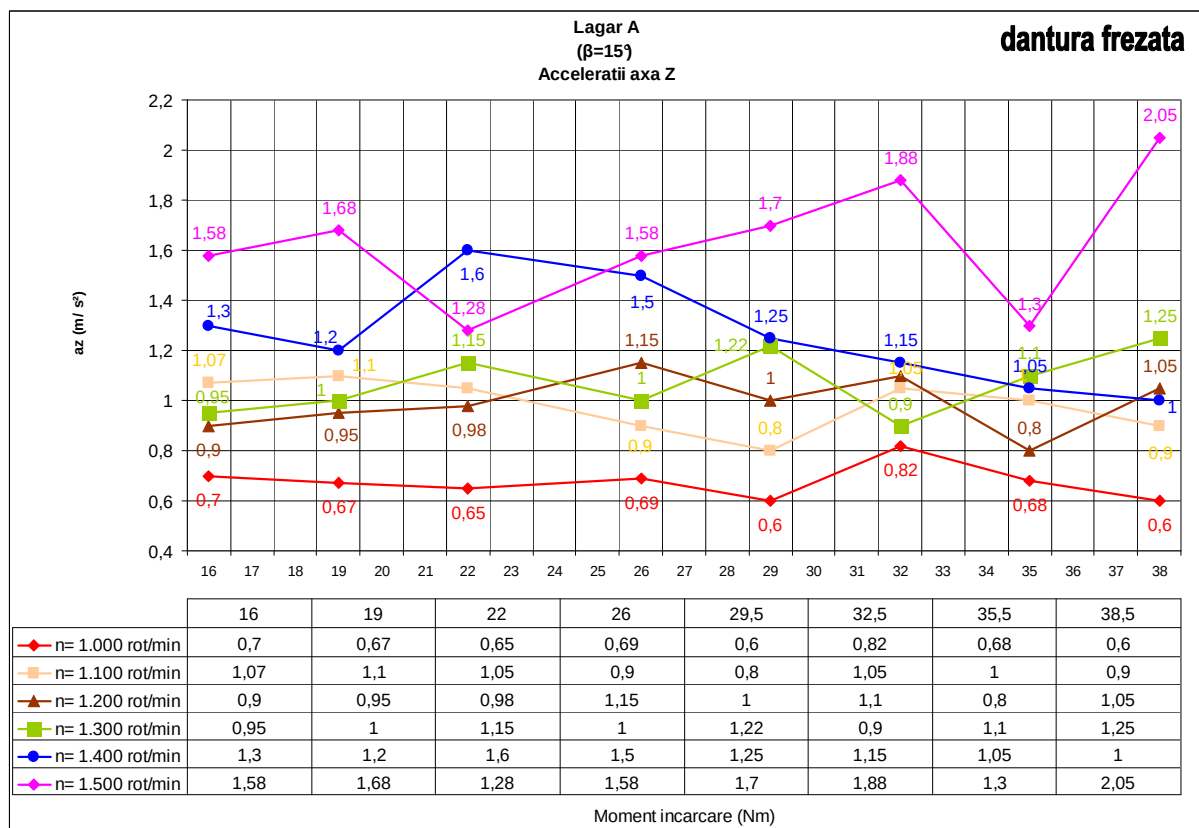


Fig. A4.3

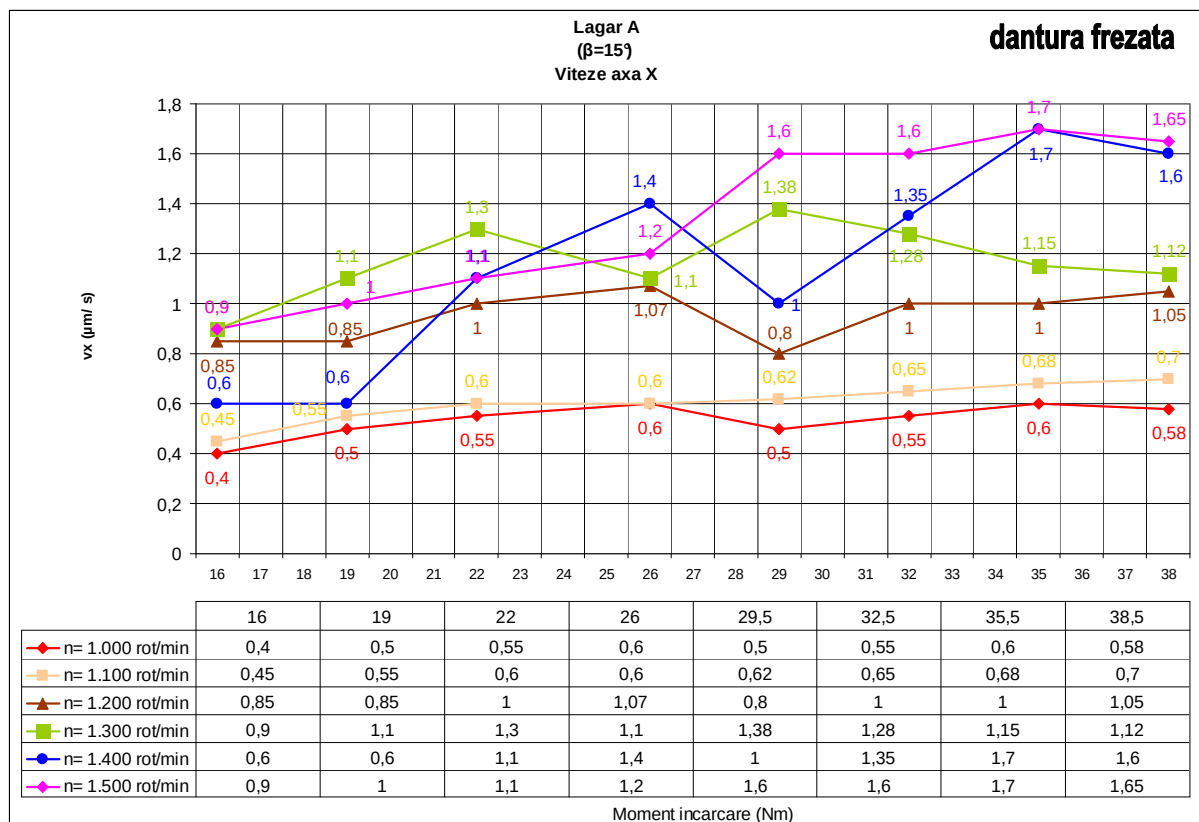


Fig. A4.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

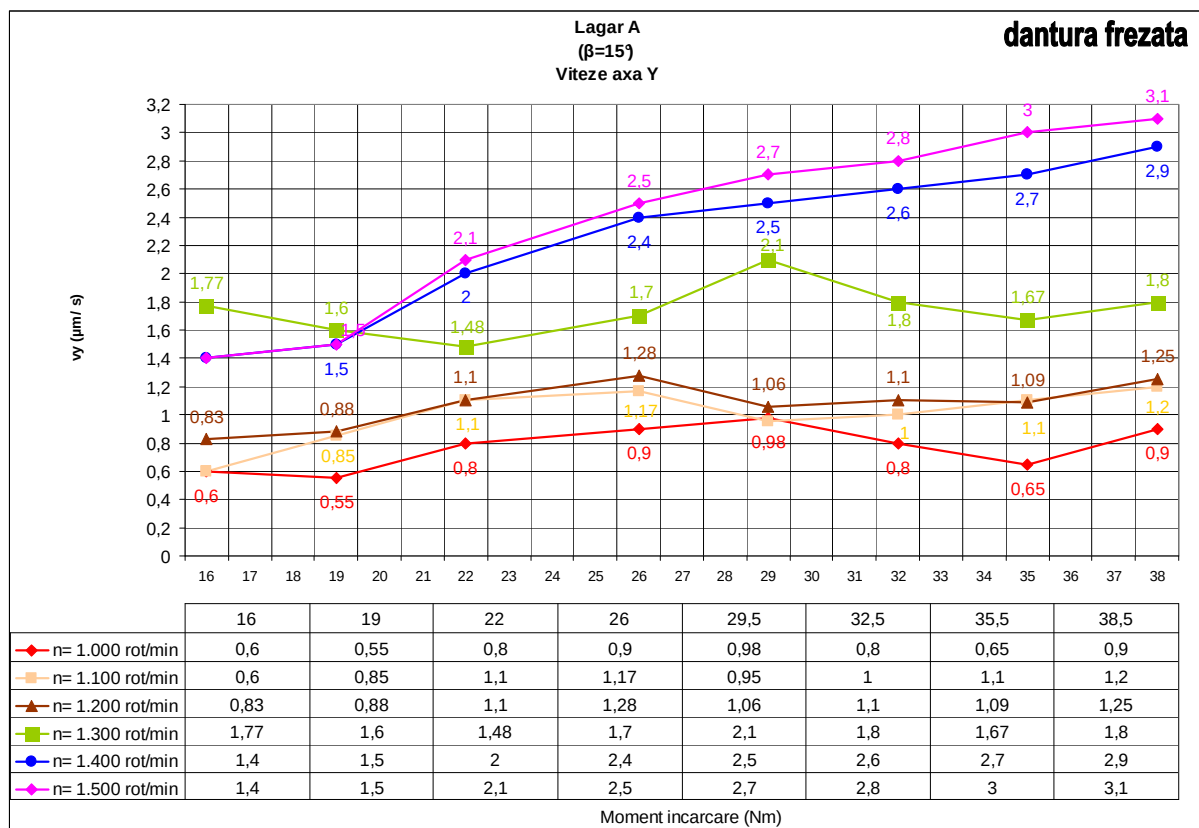


Fig. A4.5

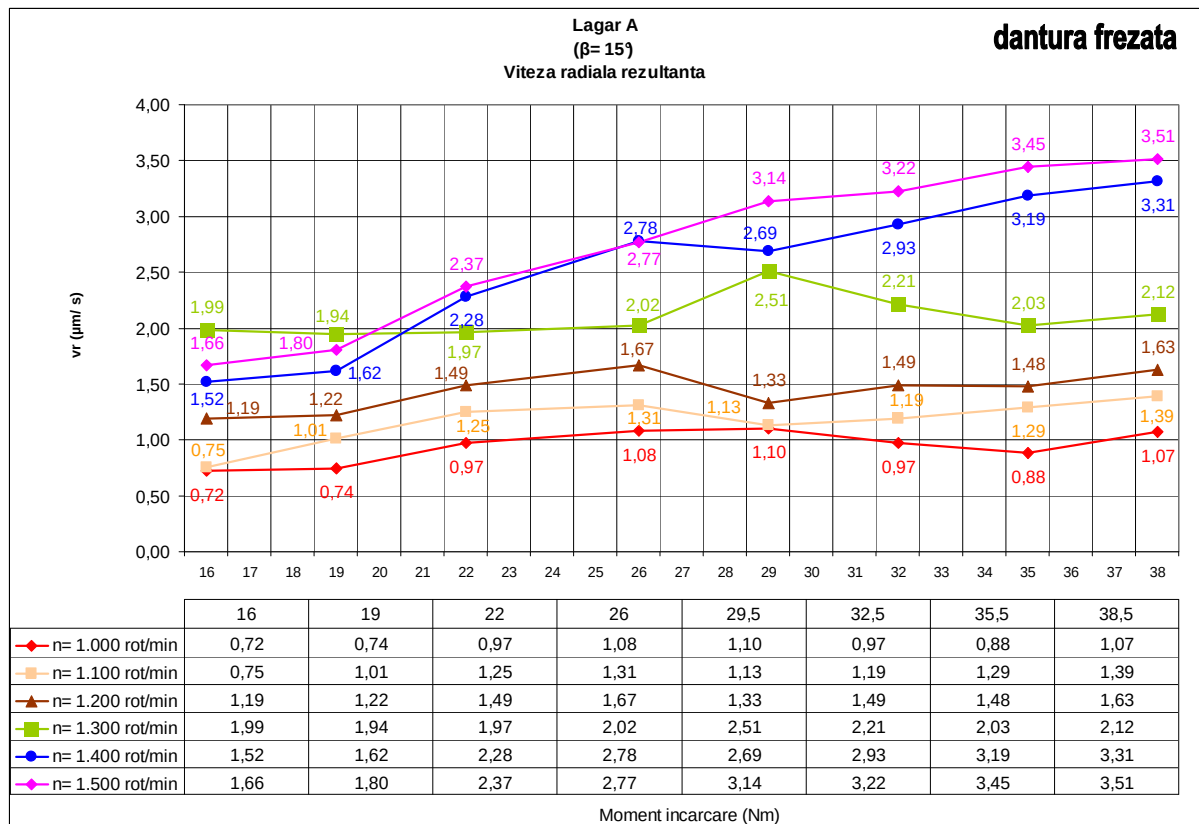


Fig. A4.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

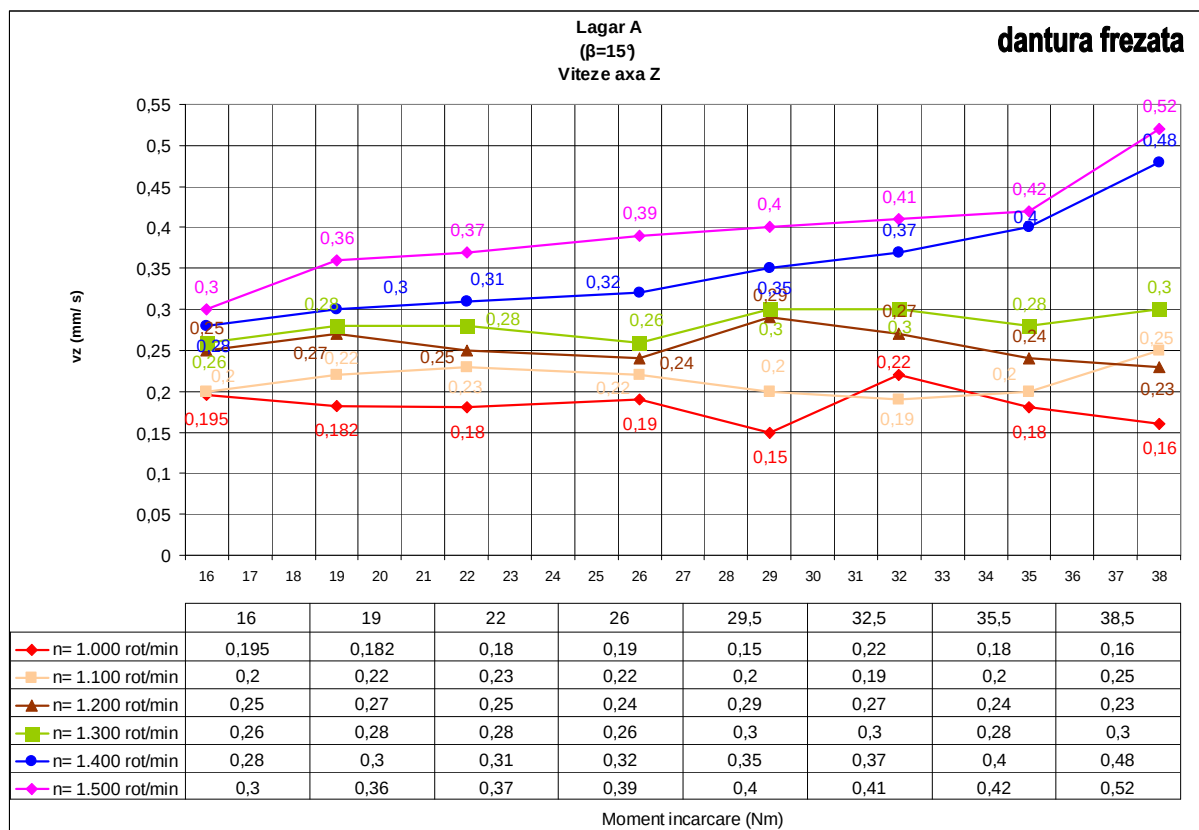


Fig. A4.7

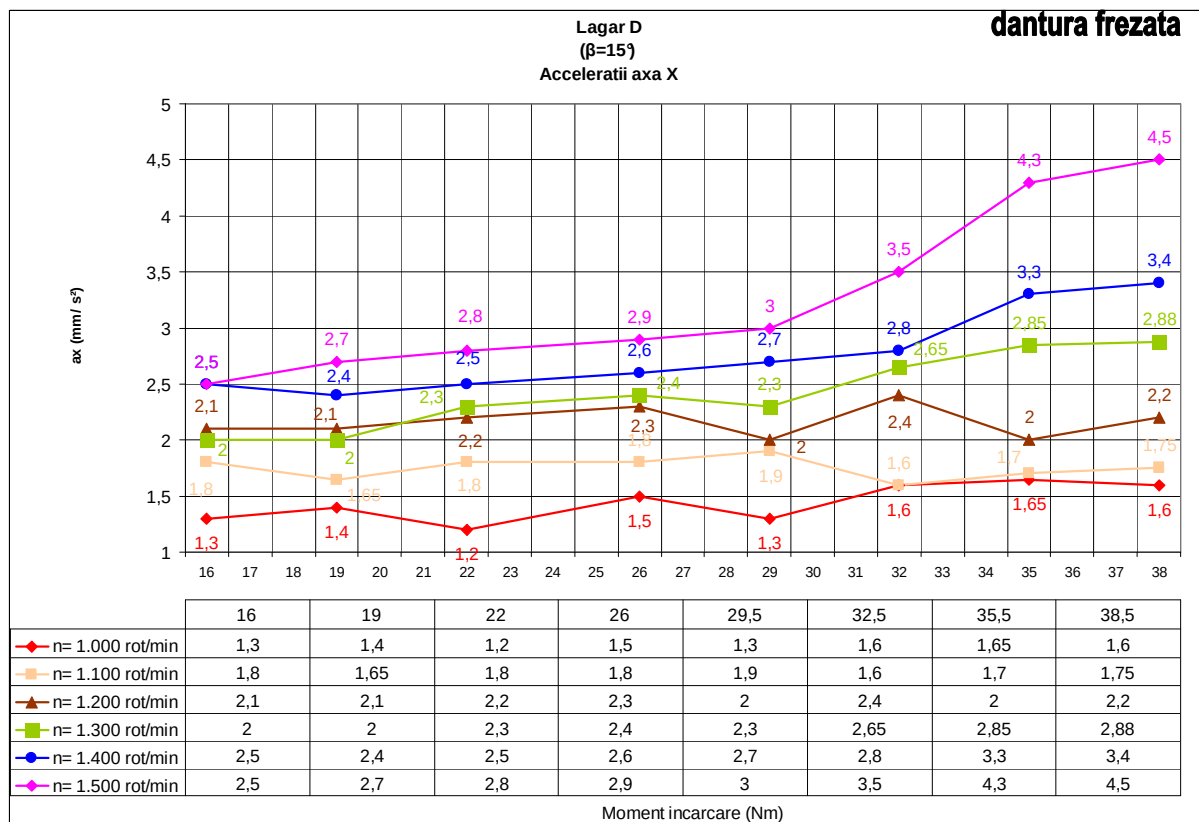


Fig. A4.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

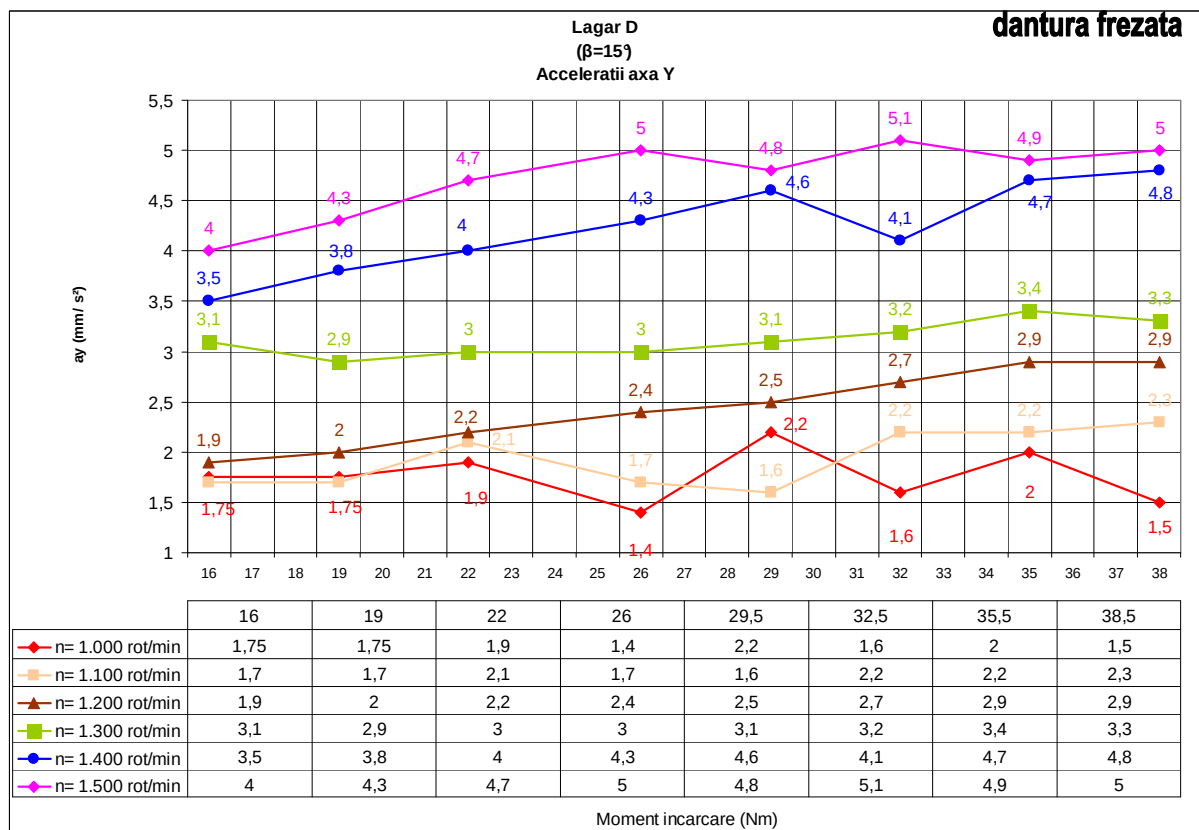


Fig. A4.9

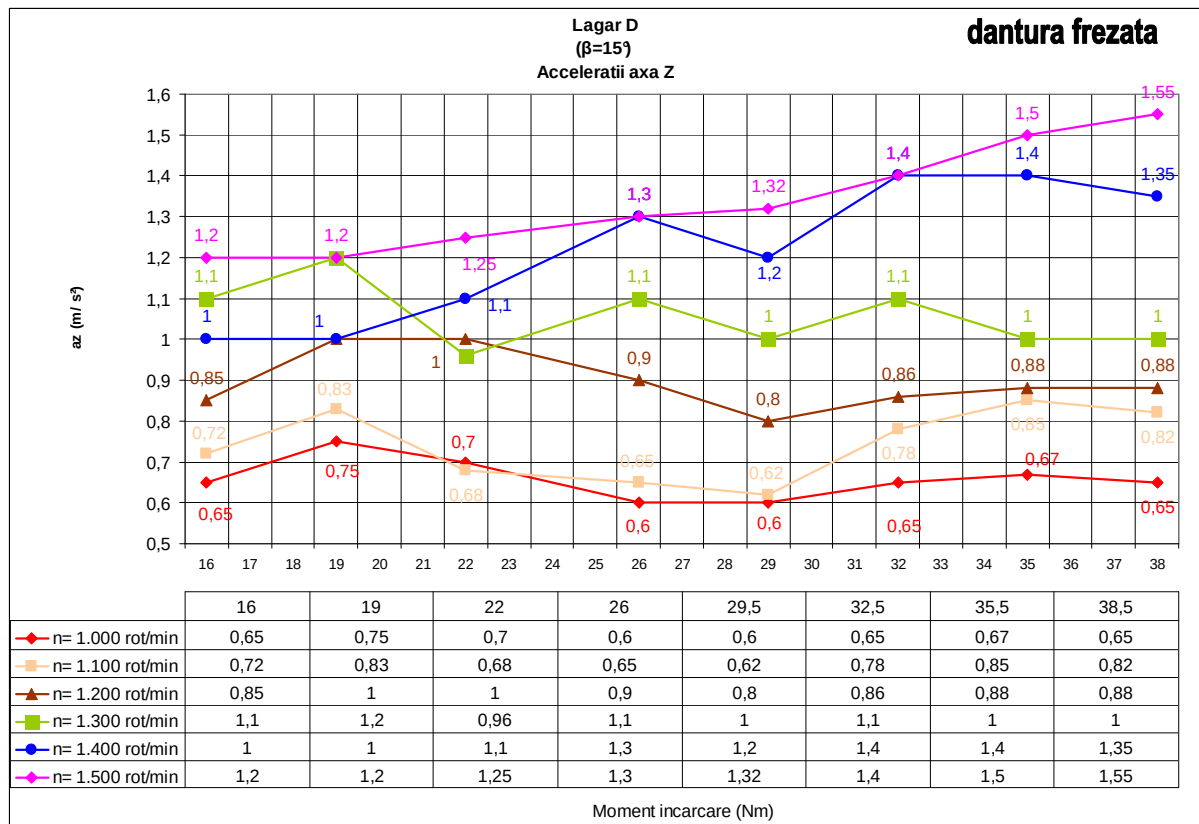


Fig. A4.10

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

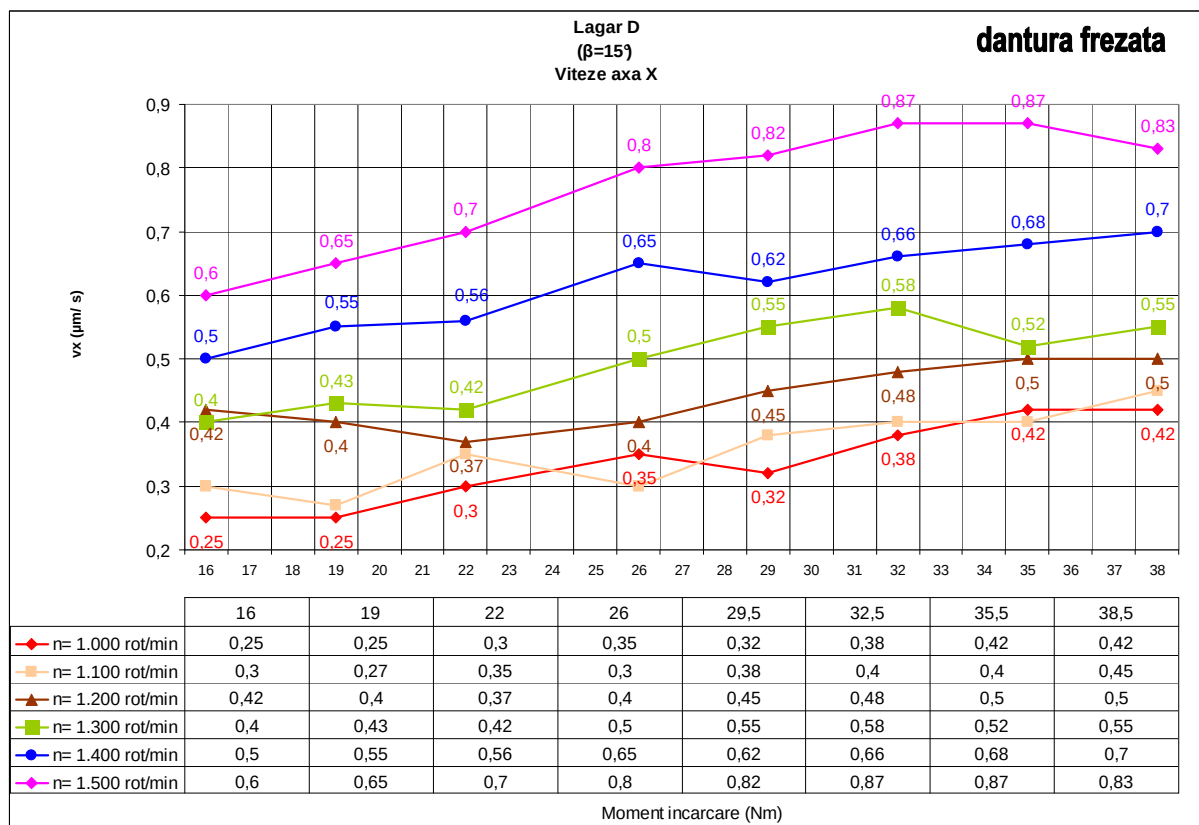


Fig. A4.11

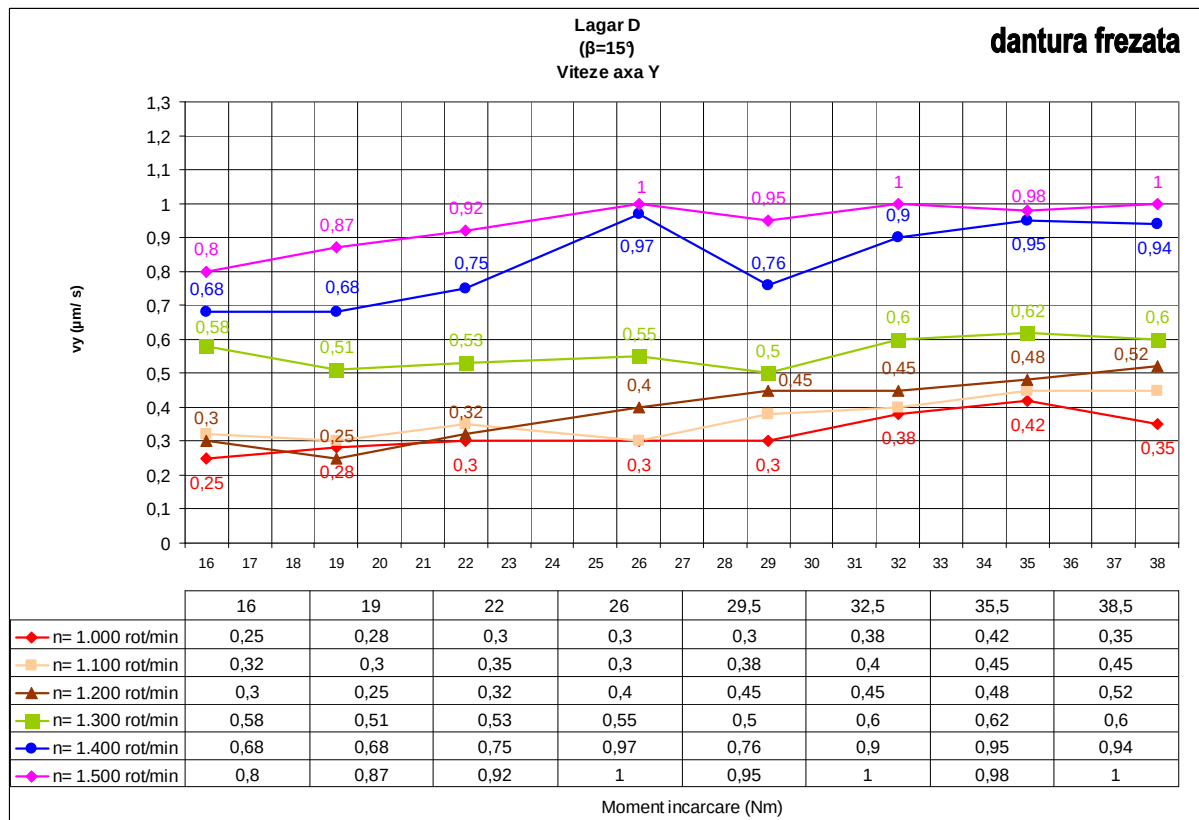


Fig. A4.12

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

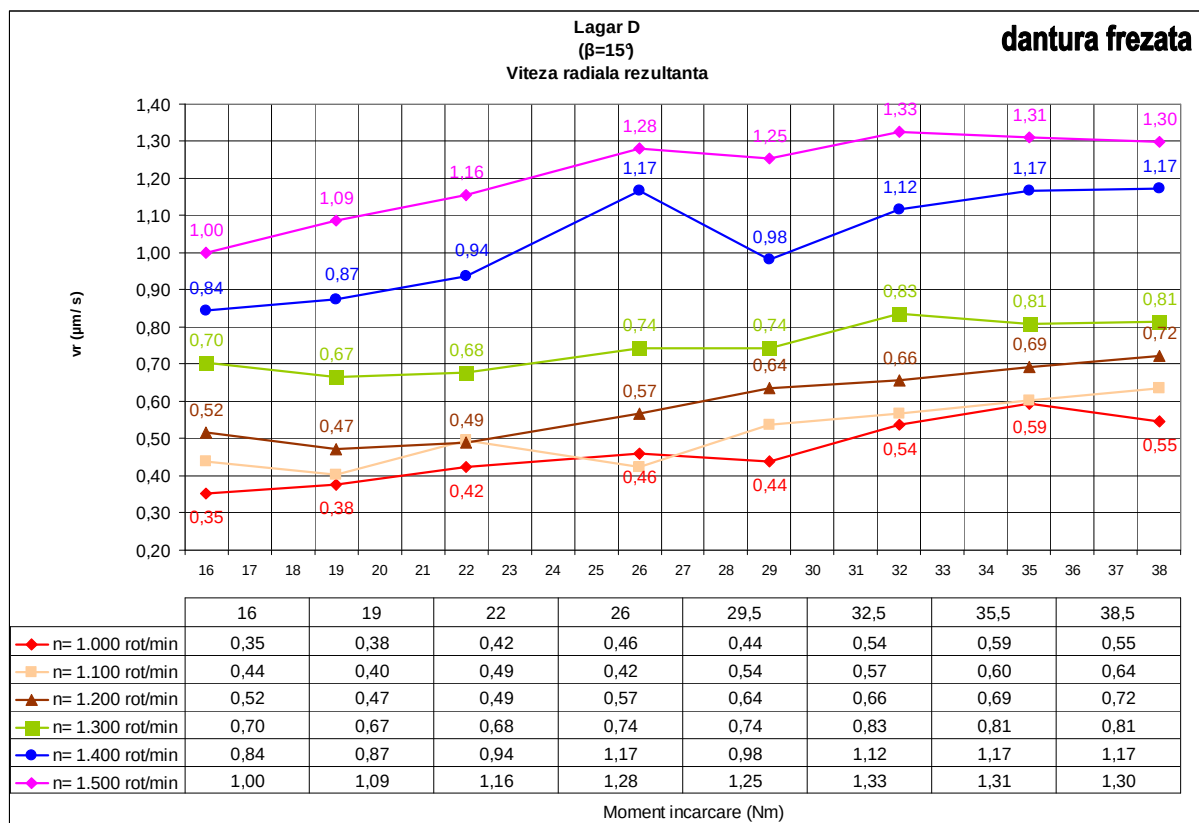


Fig. A4.13

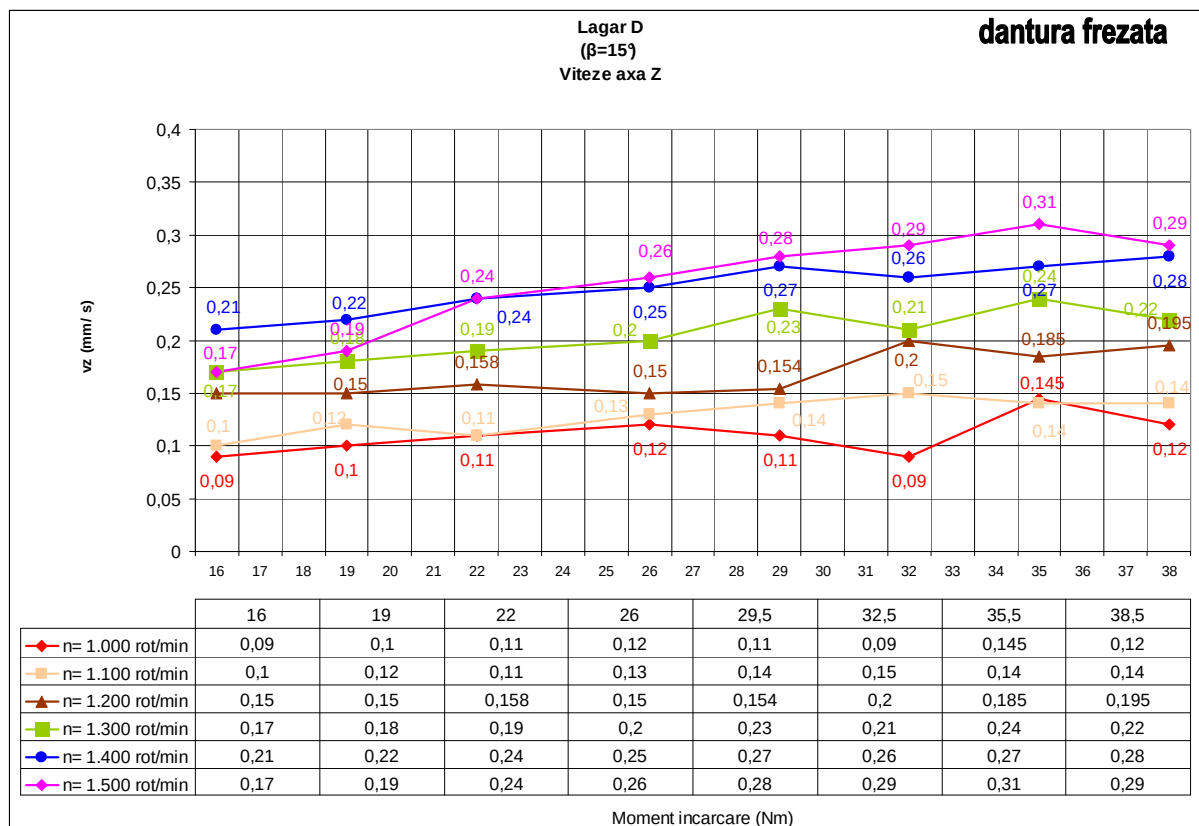


Fig. A4.14

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

B1. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=9^\circ$,
cu dantura prelucrată prin rectificare

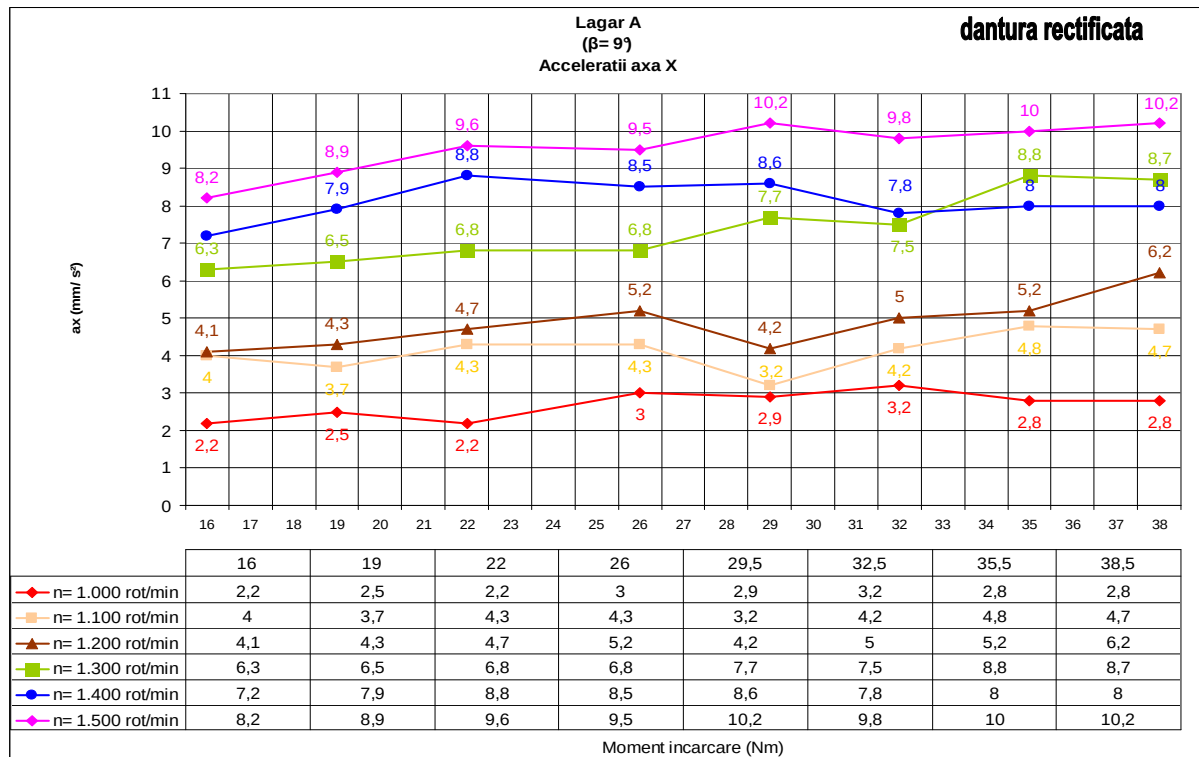


Fig. B1.1

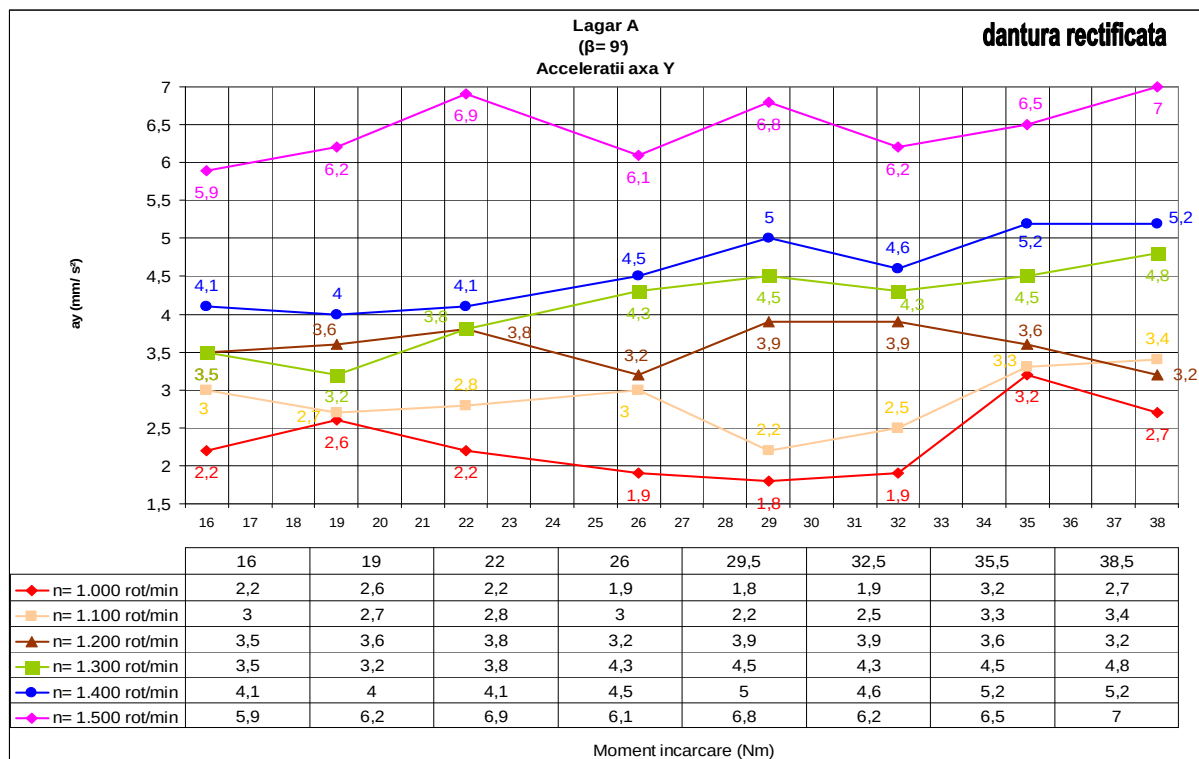


Fig. B1.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

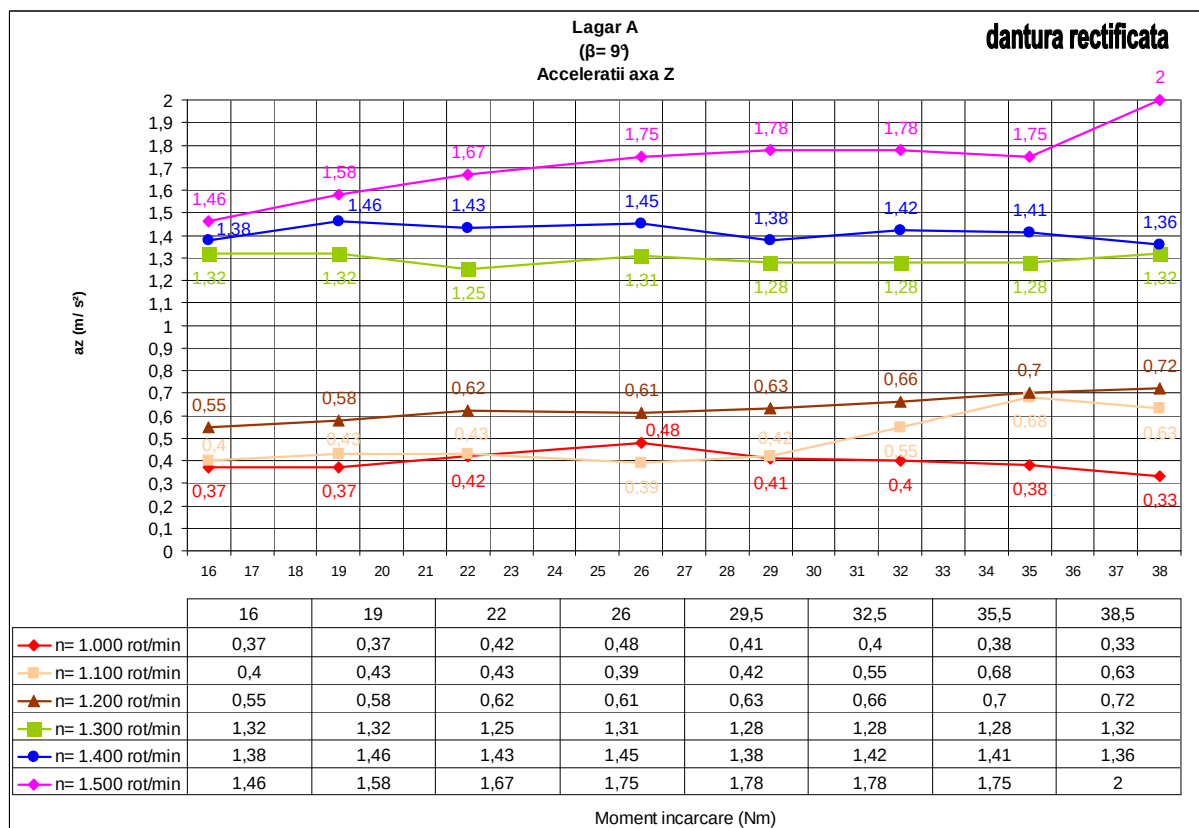


Fig. B1.3

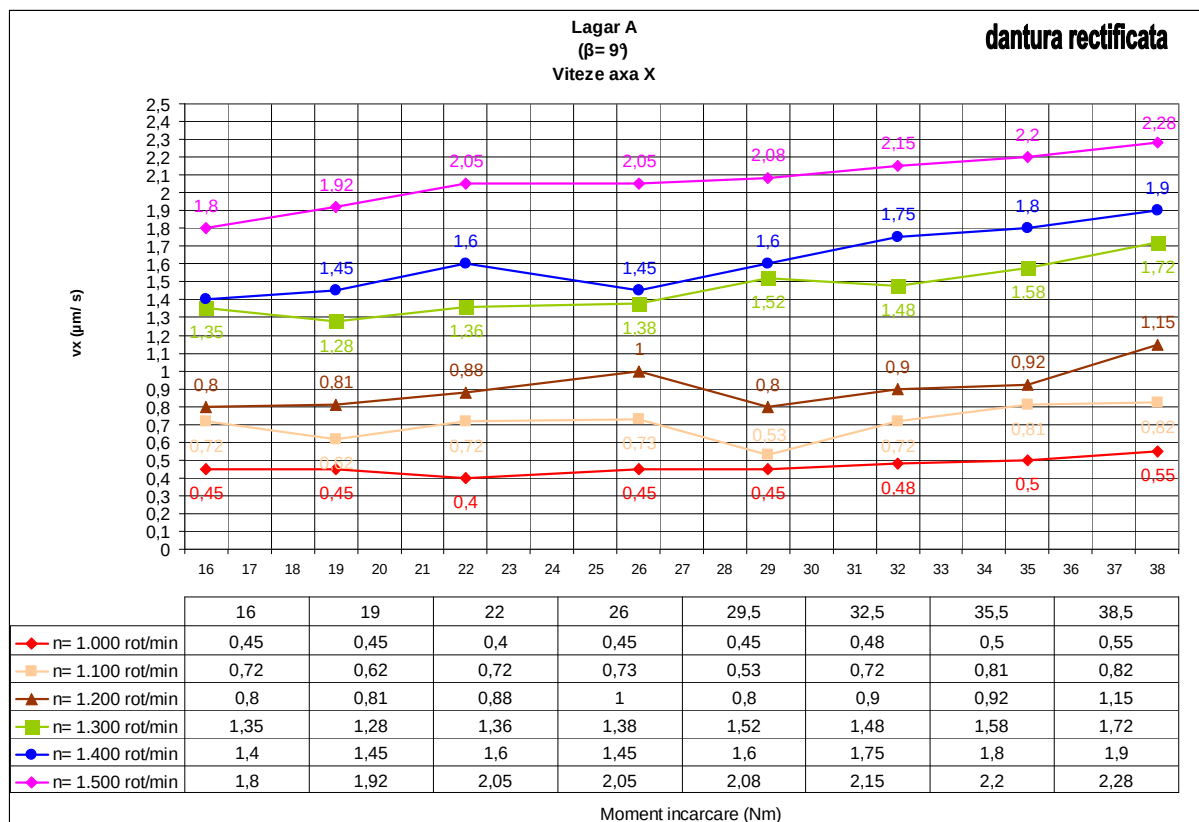


Fig. B1.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

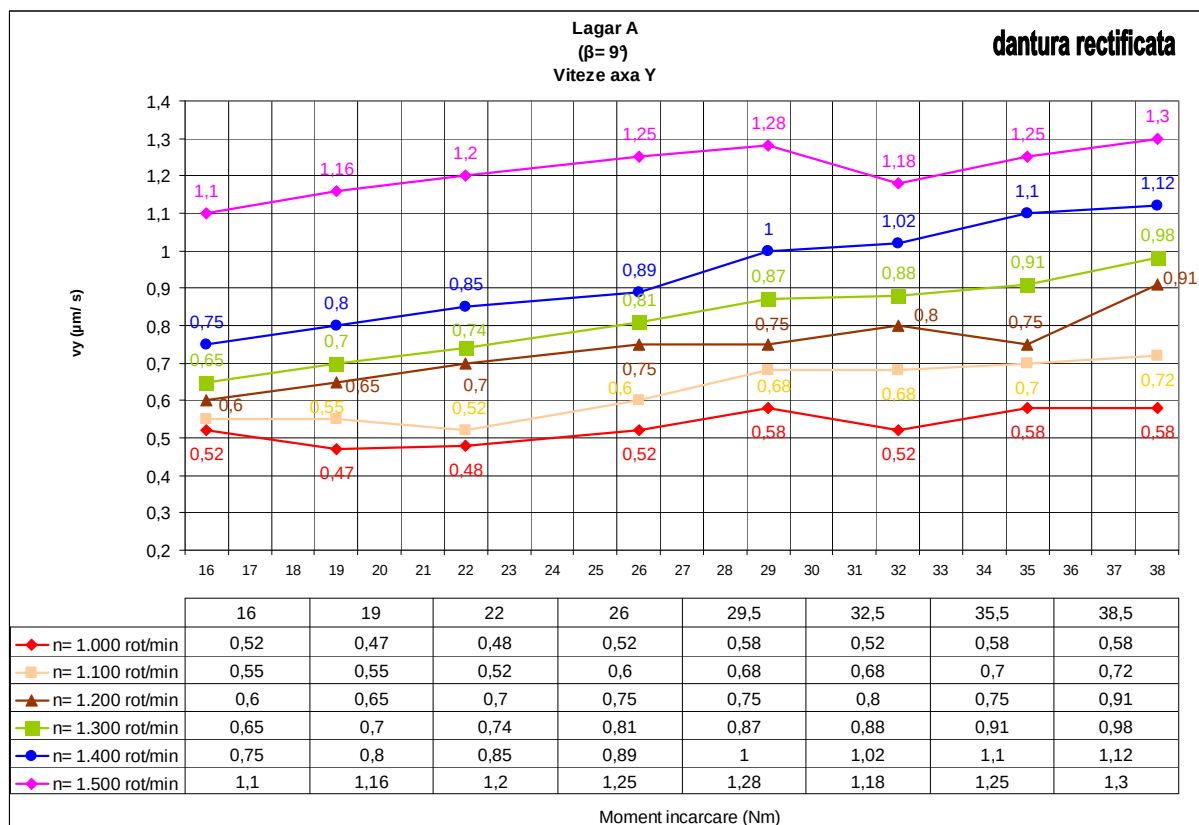


Fig. B1.5

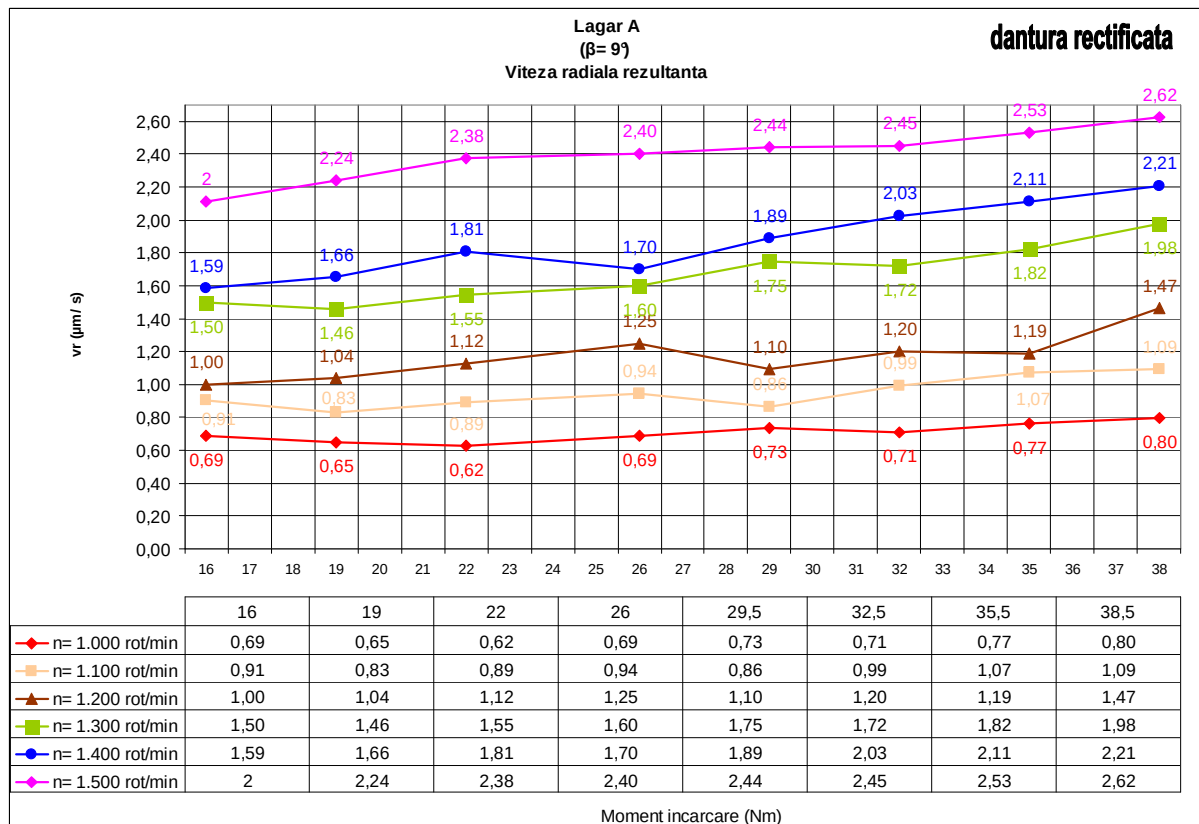


Fig. B1.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

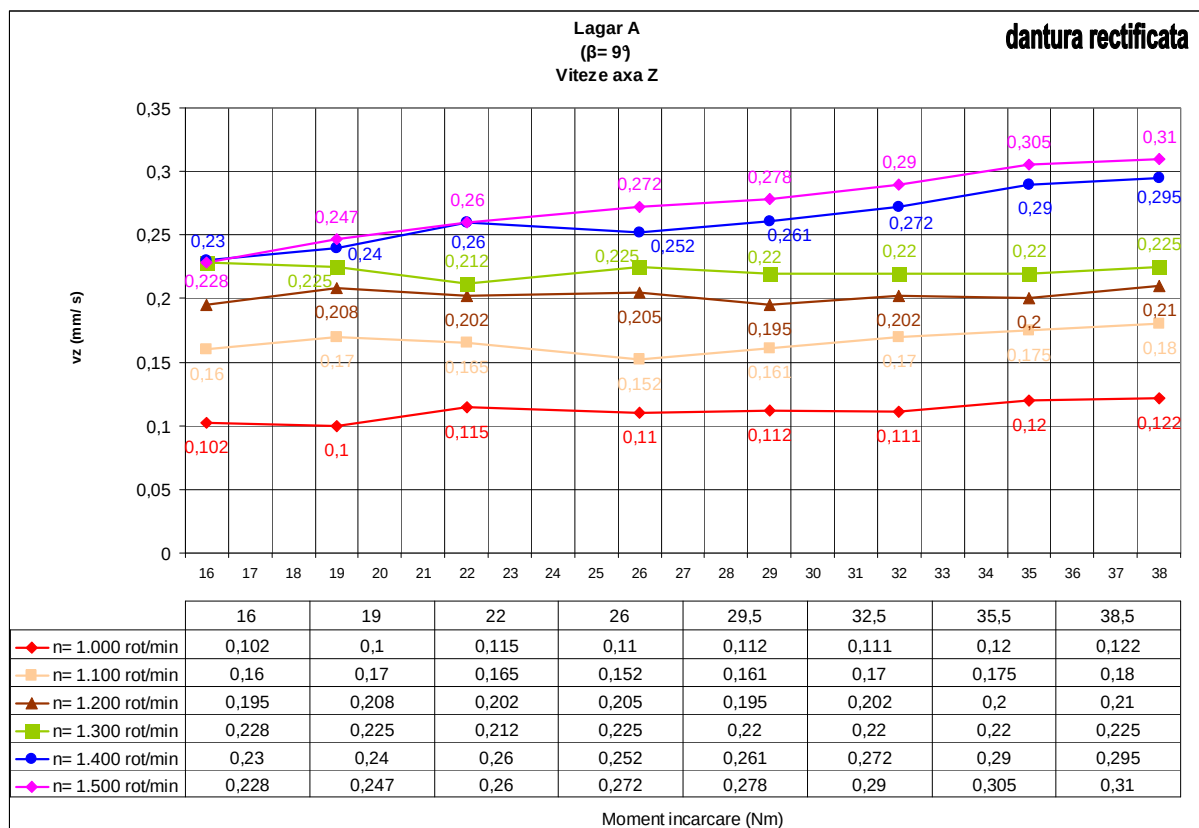


Fig. B1.7

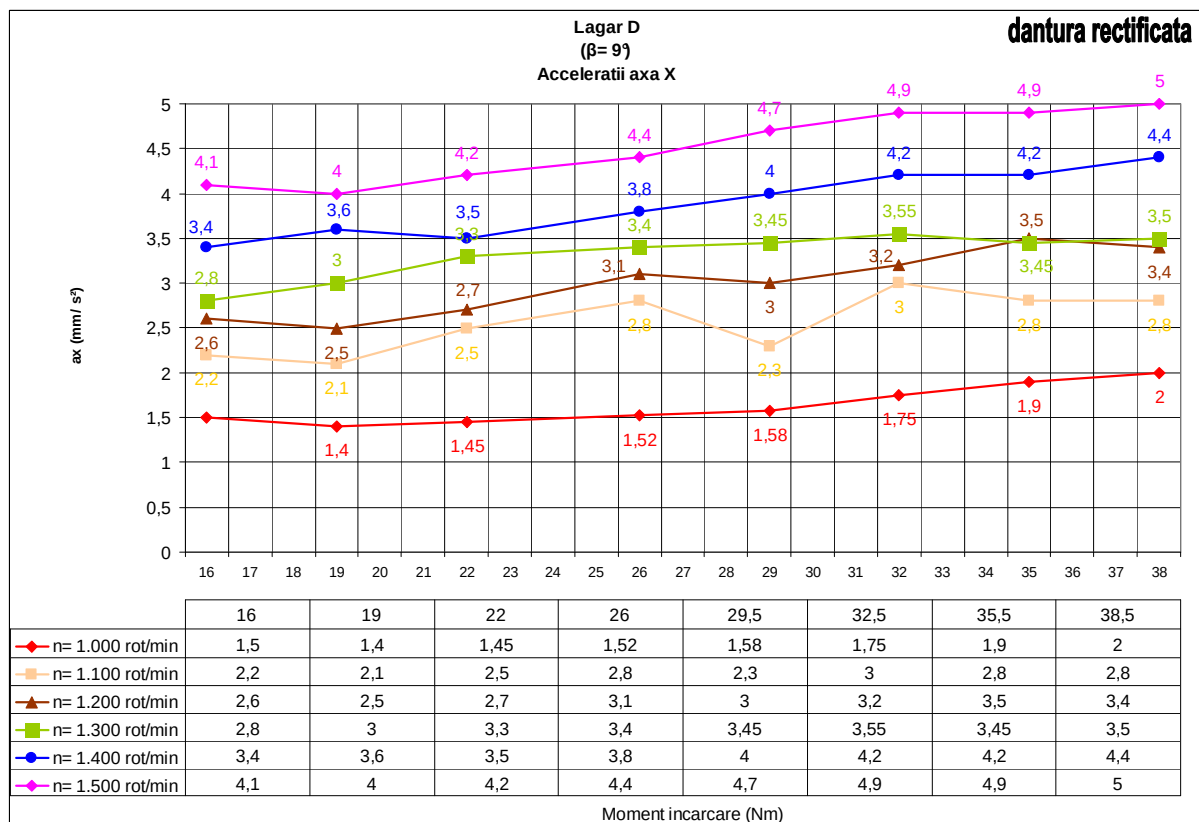


Fig. B1.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

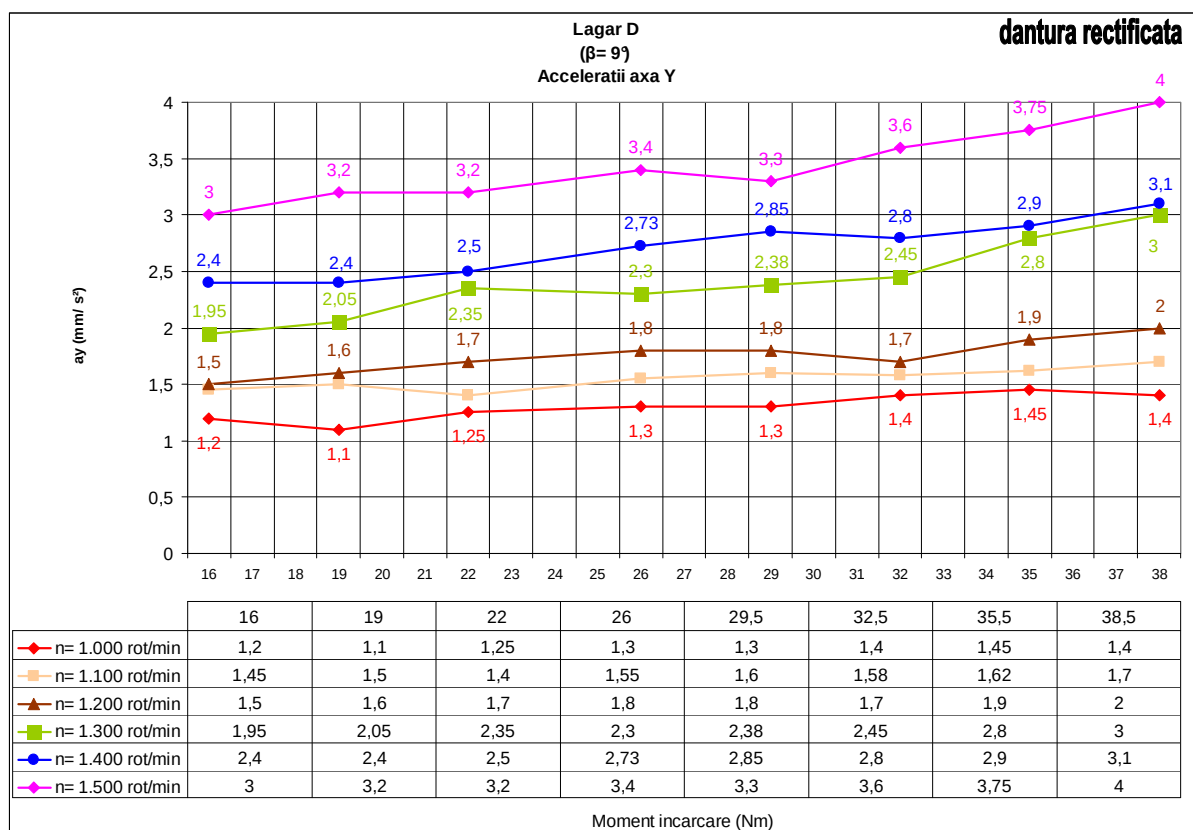


Fig. B1.9

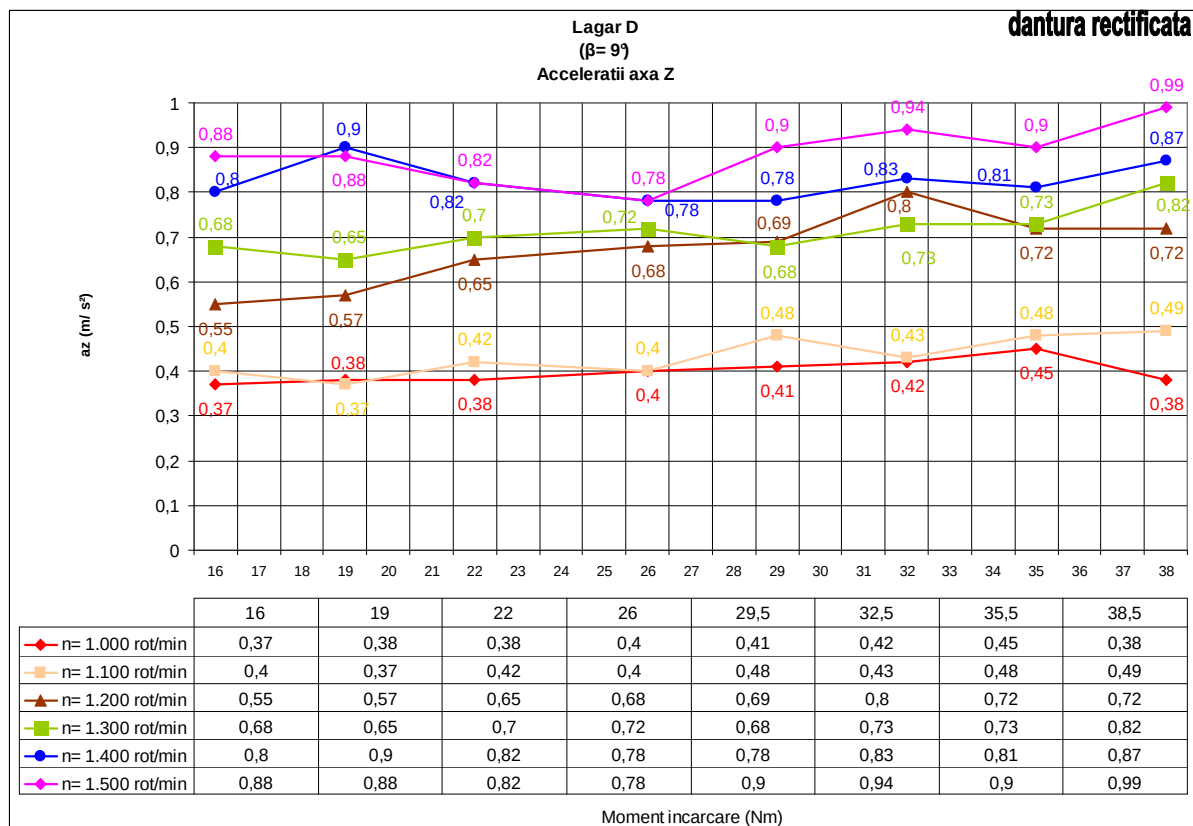


Fig. B1.10

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

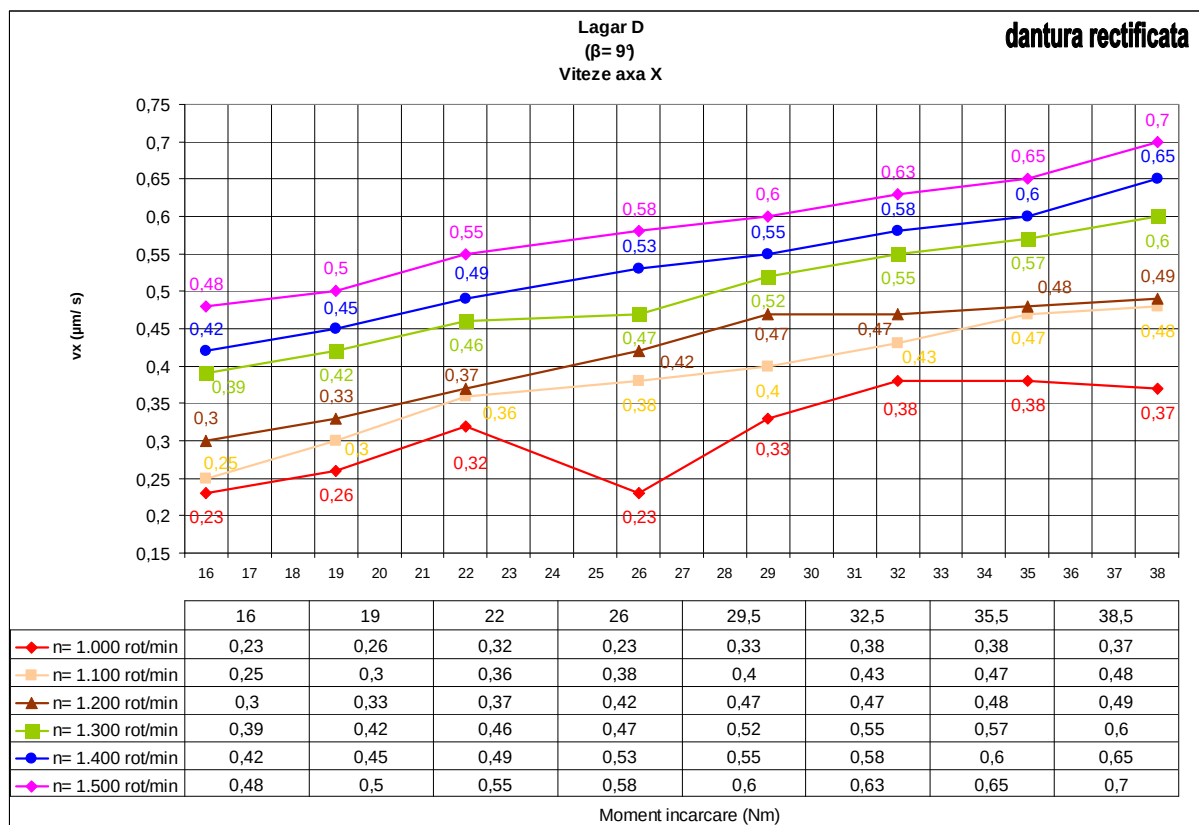


Fig. B1.11

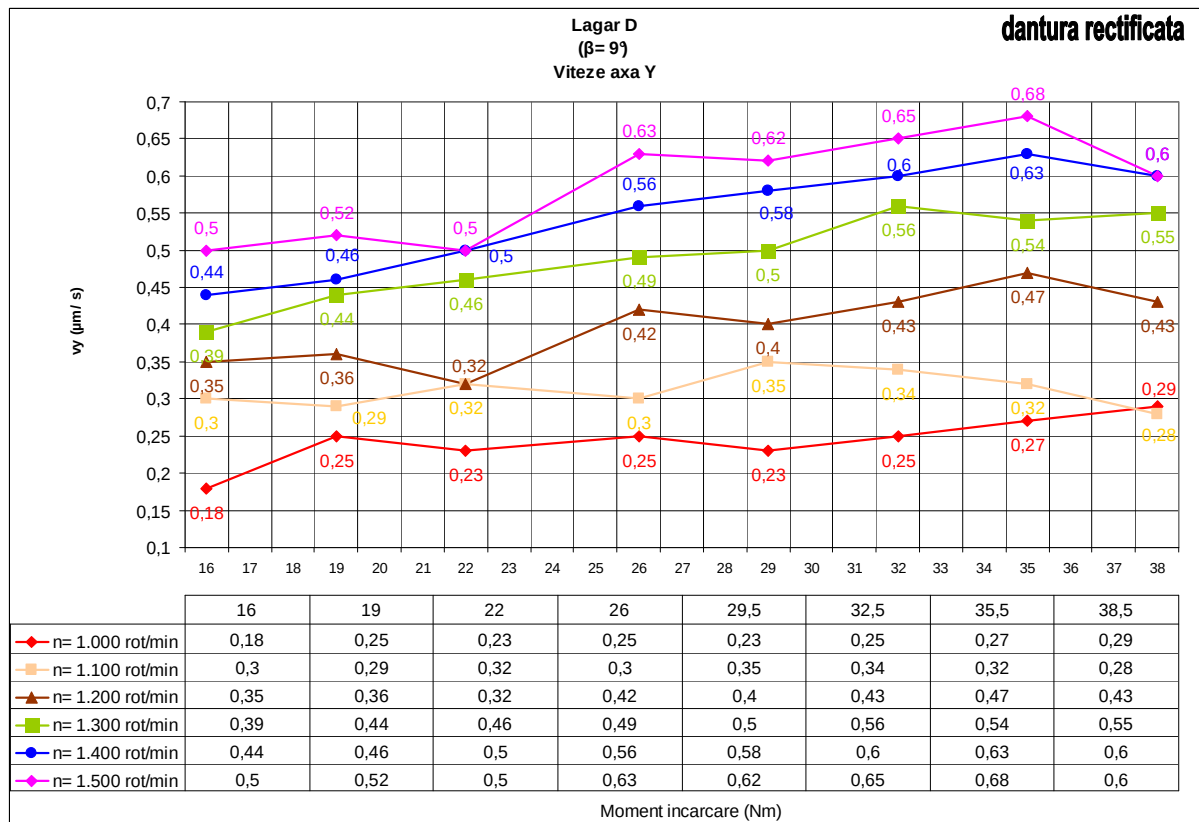


Fig.B1.12

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

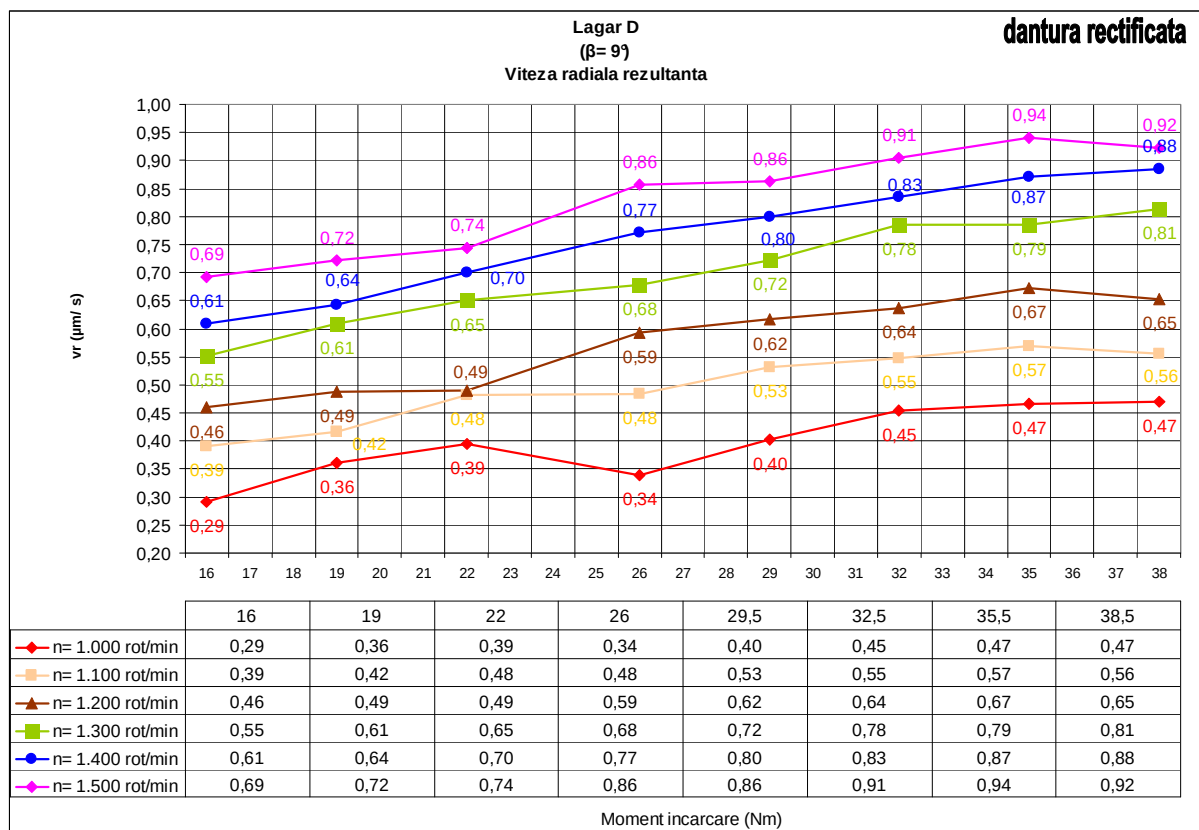


Fig. B1.13

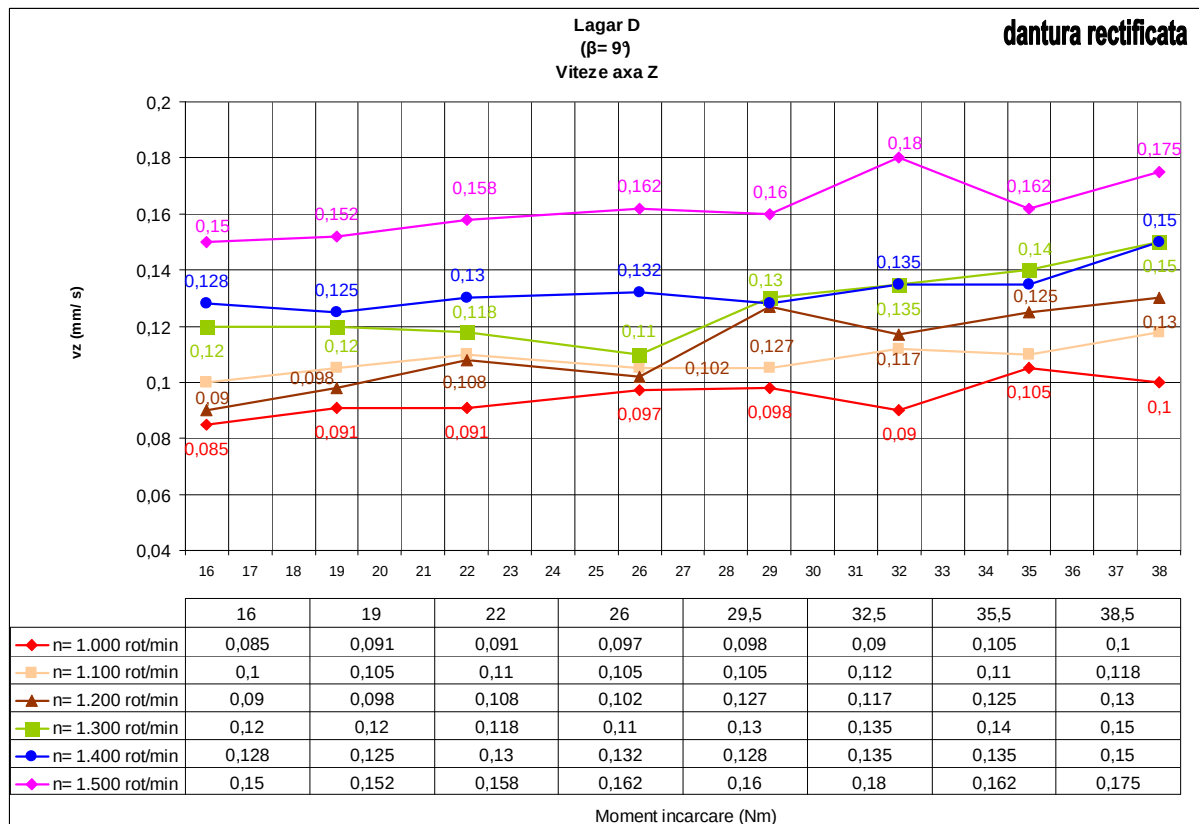


Fig. B1.14

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

*B2. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=11^\circ$,
cu dantura prelucrată prin rectificare*

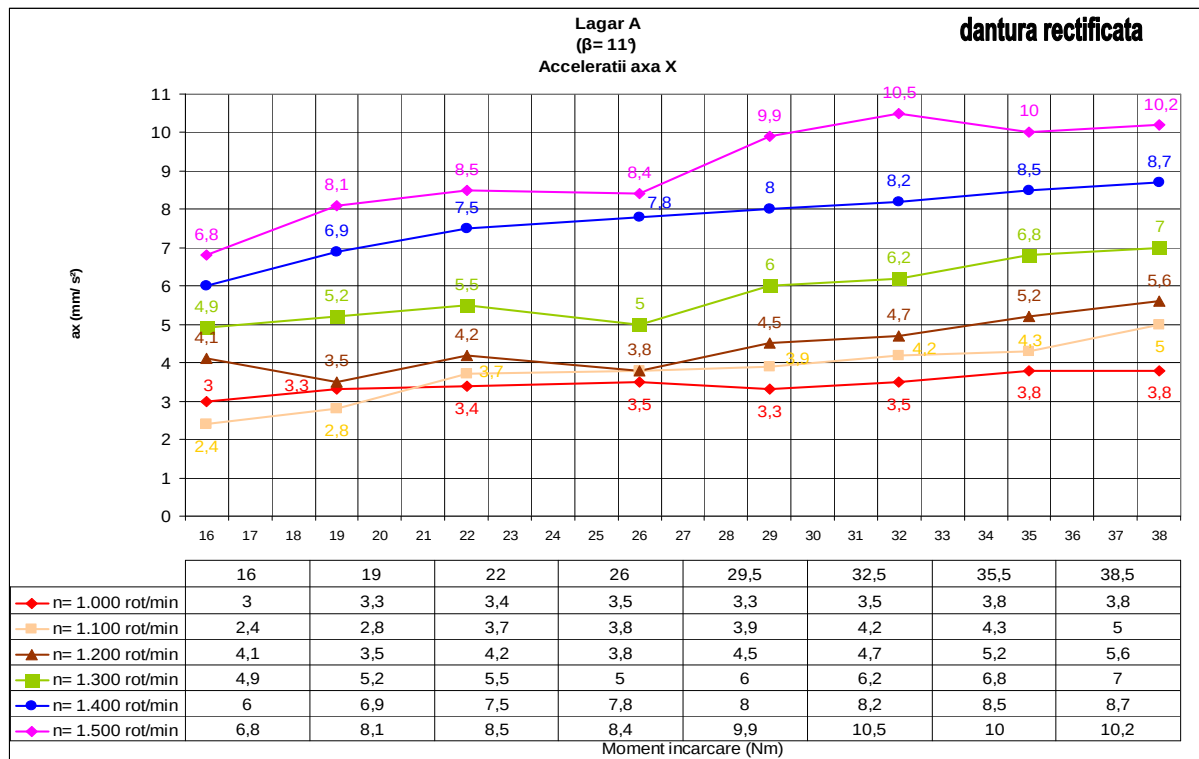


Fig. B2.1

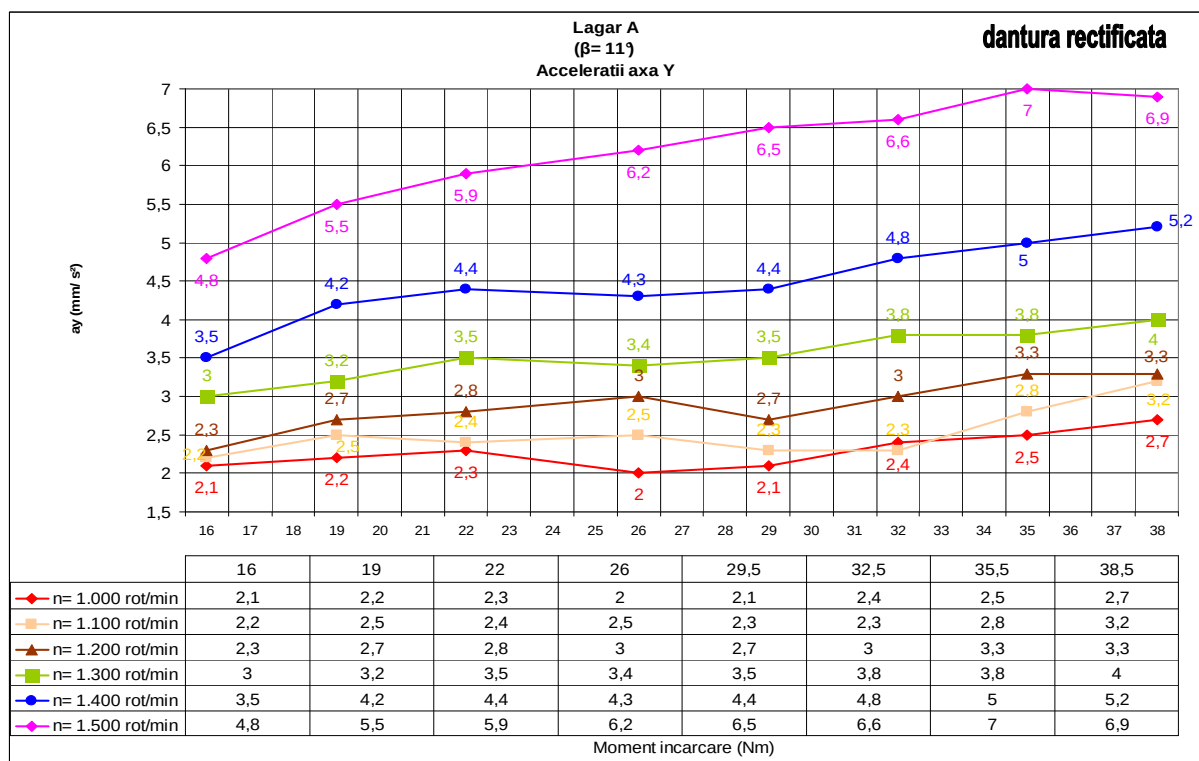


Fig. B2.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

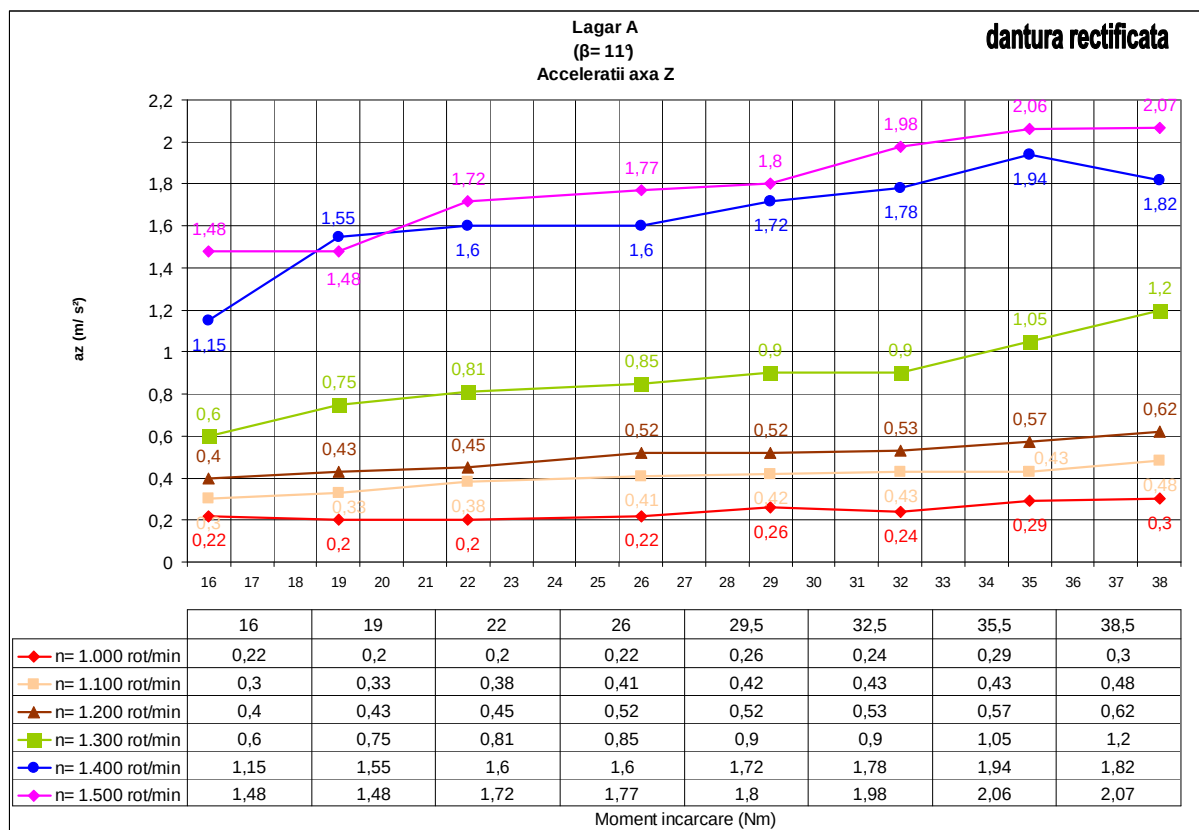


Fig. B2.3

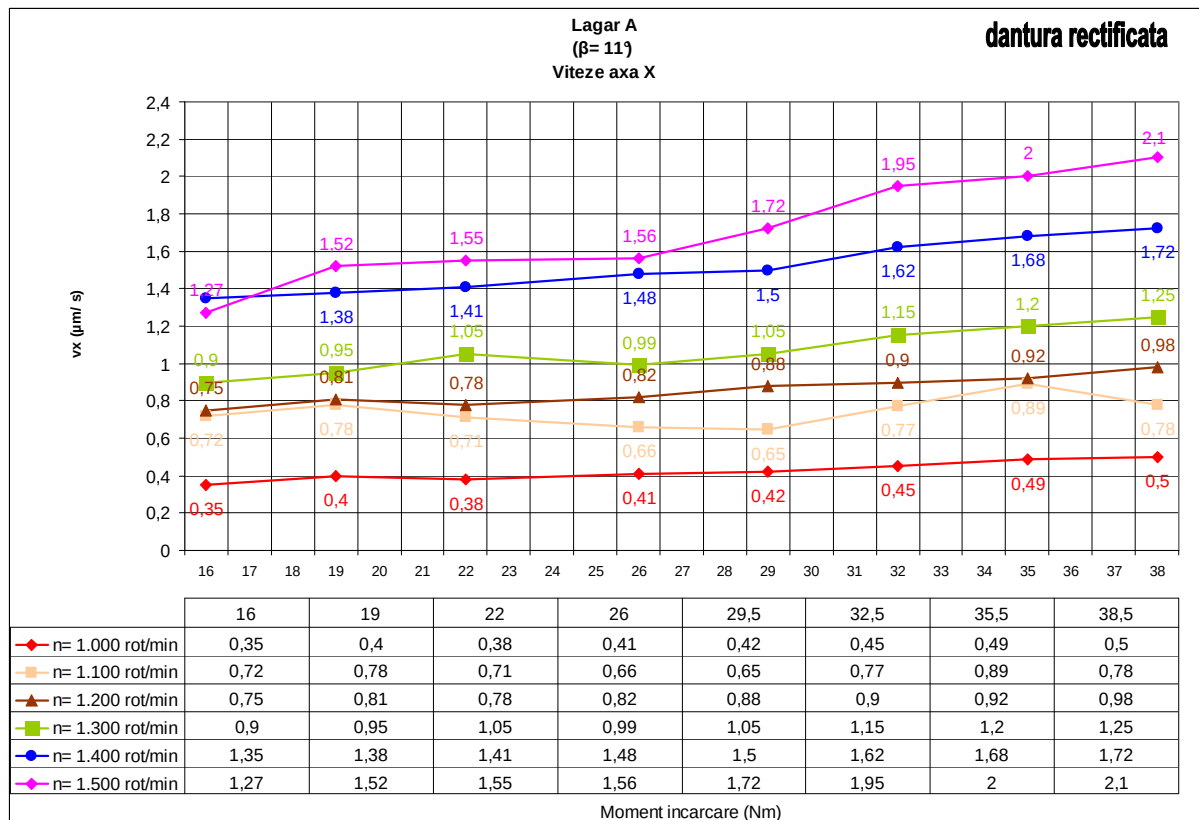


Fig. B2.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

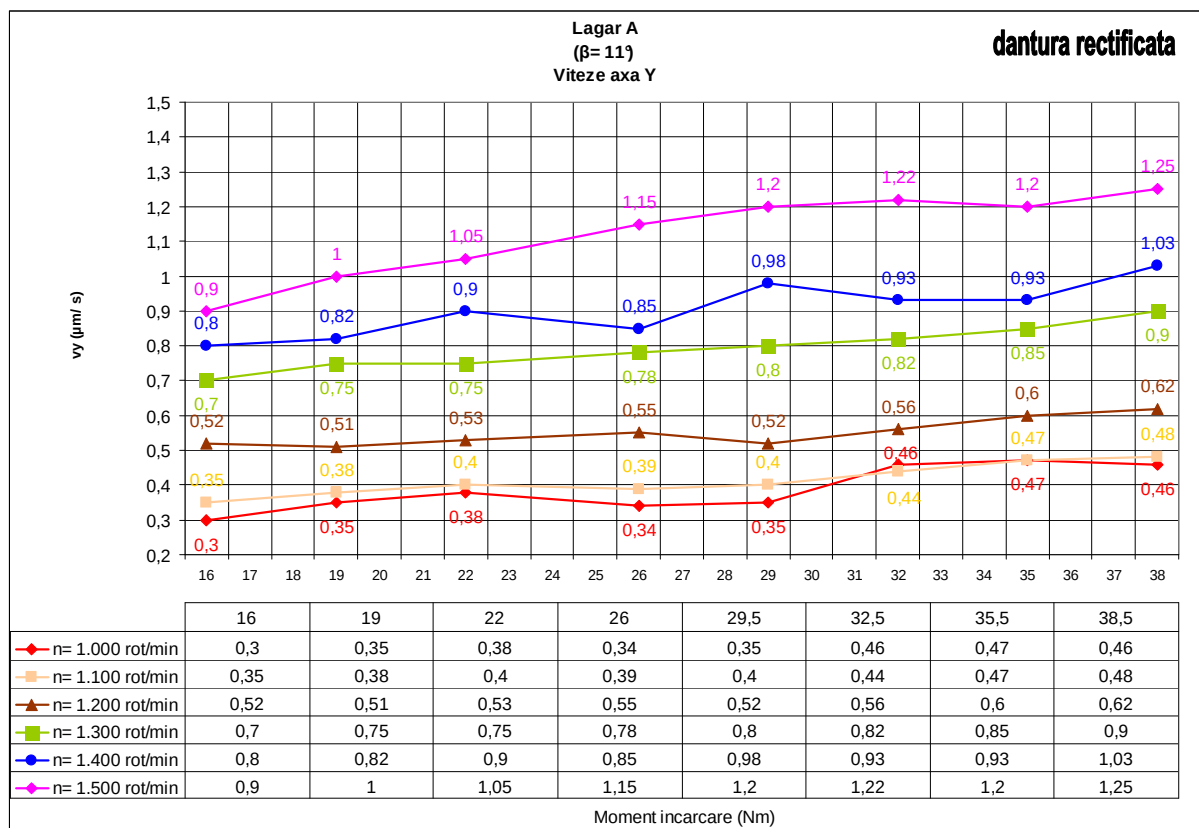


Fig. B2.5

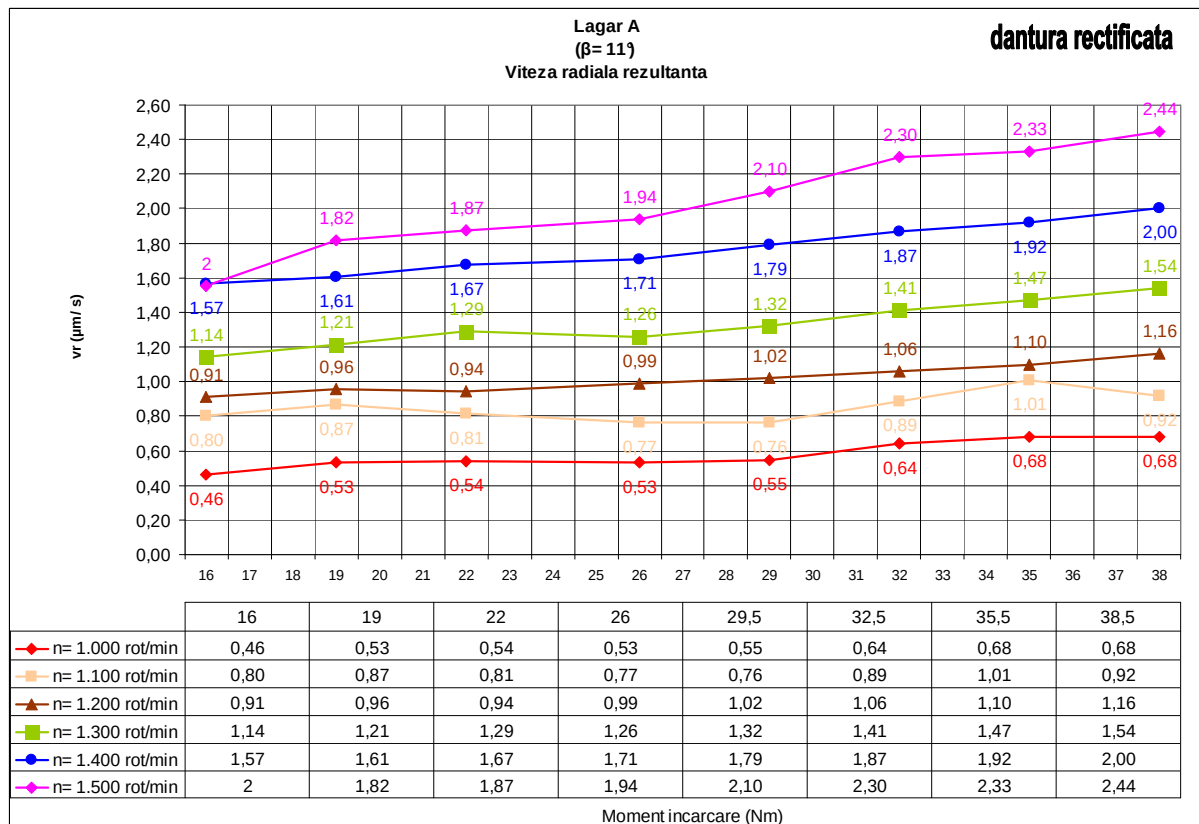


Fig. B2.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

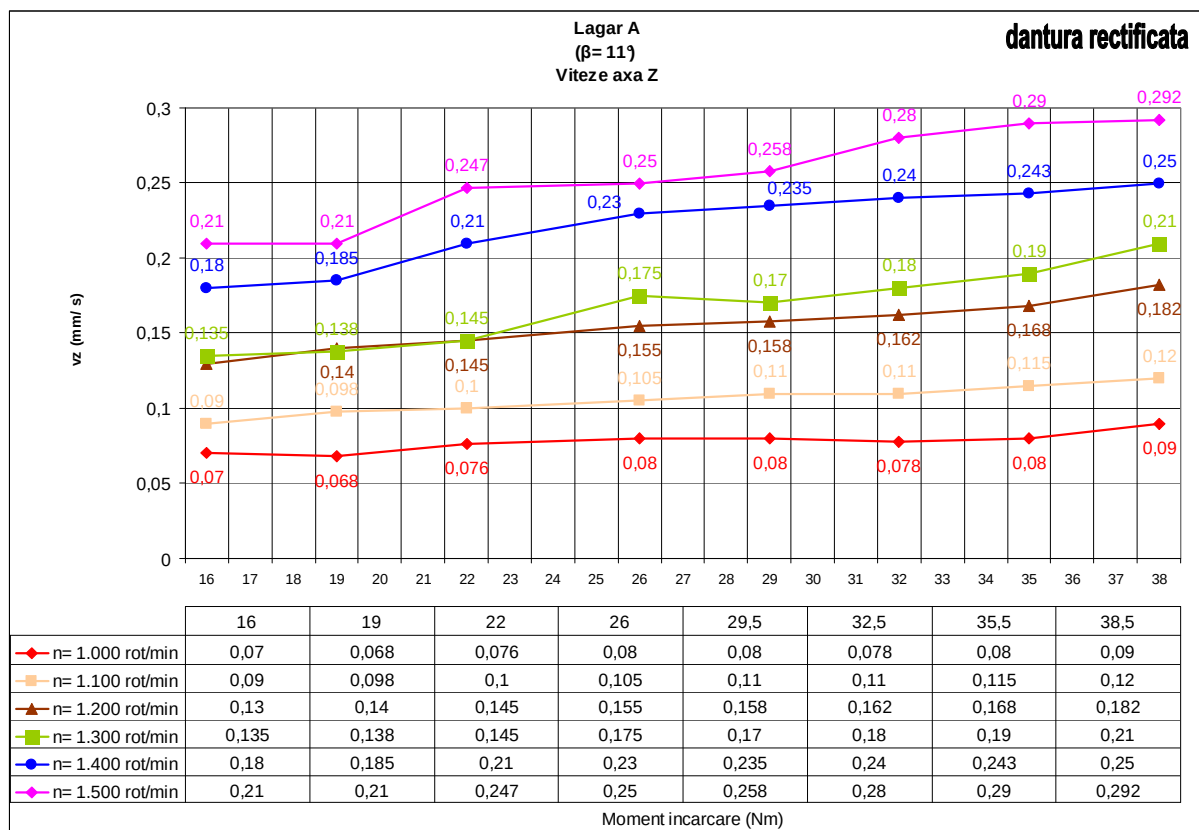


Fig. B2.7

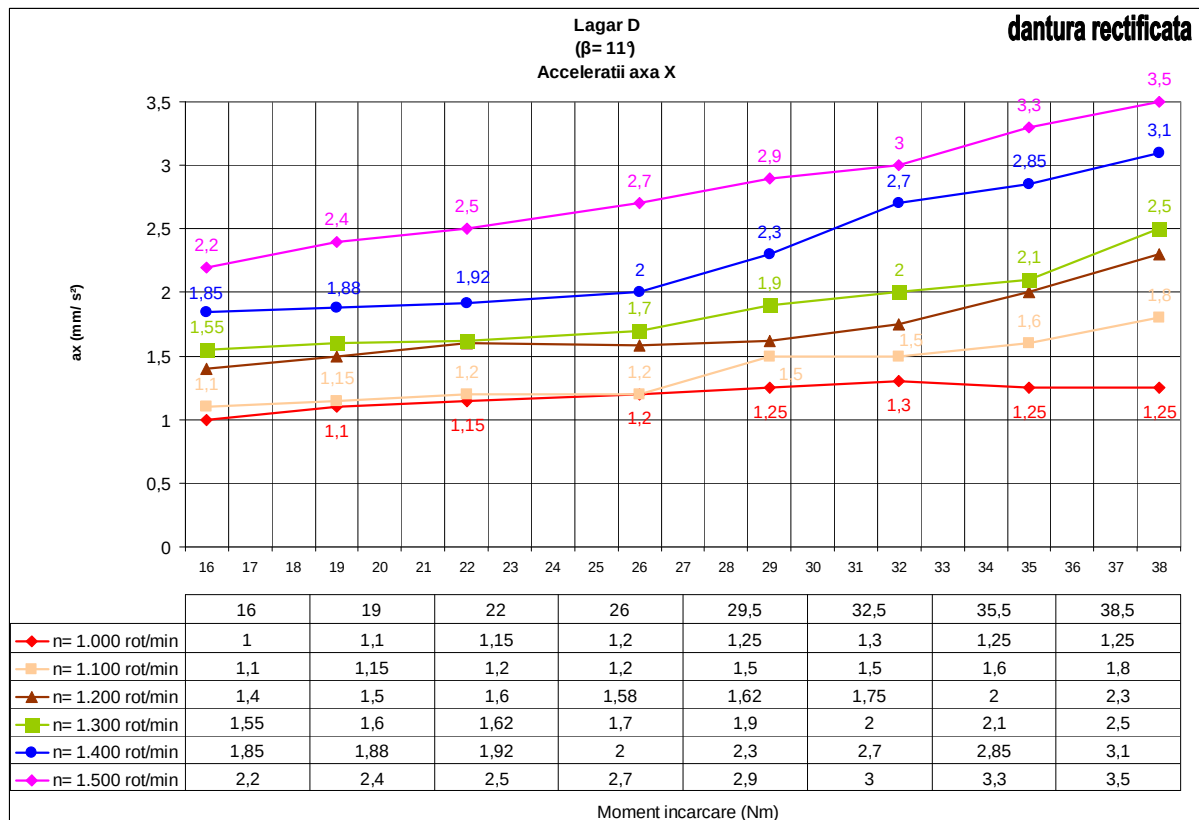


Fig. B2.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

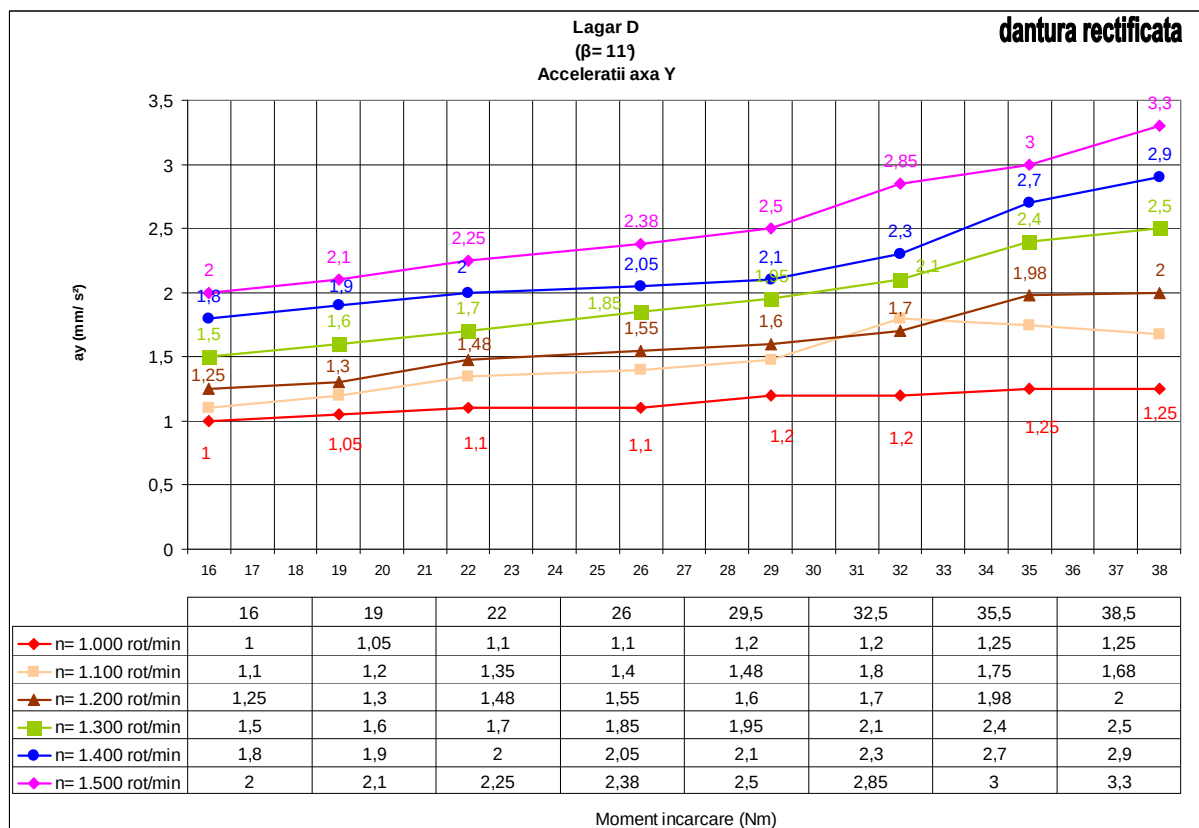


Fig. B2.9

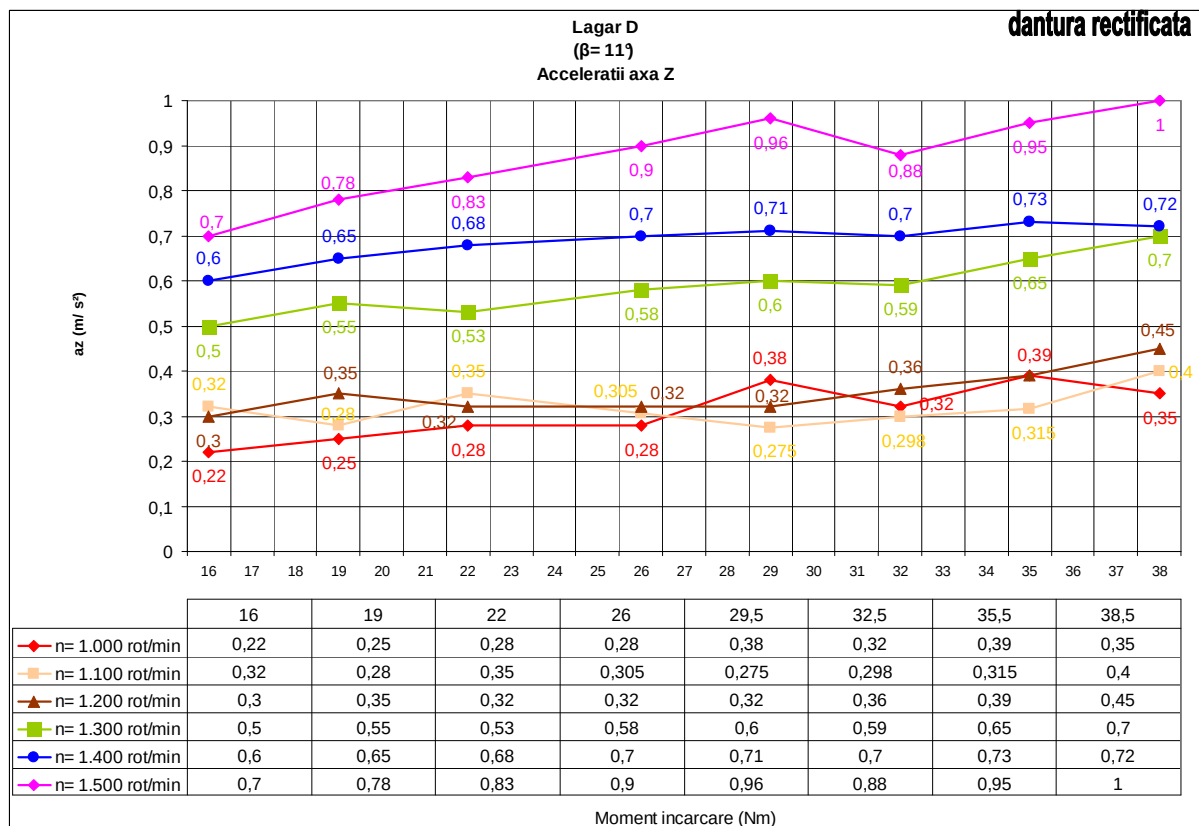


Fig. B2.10

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

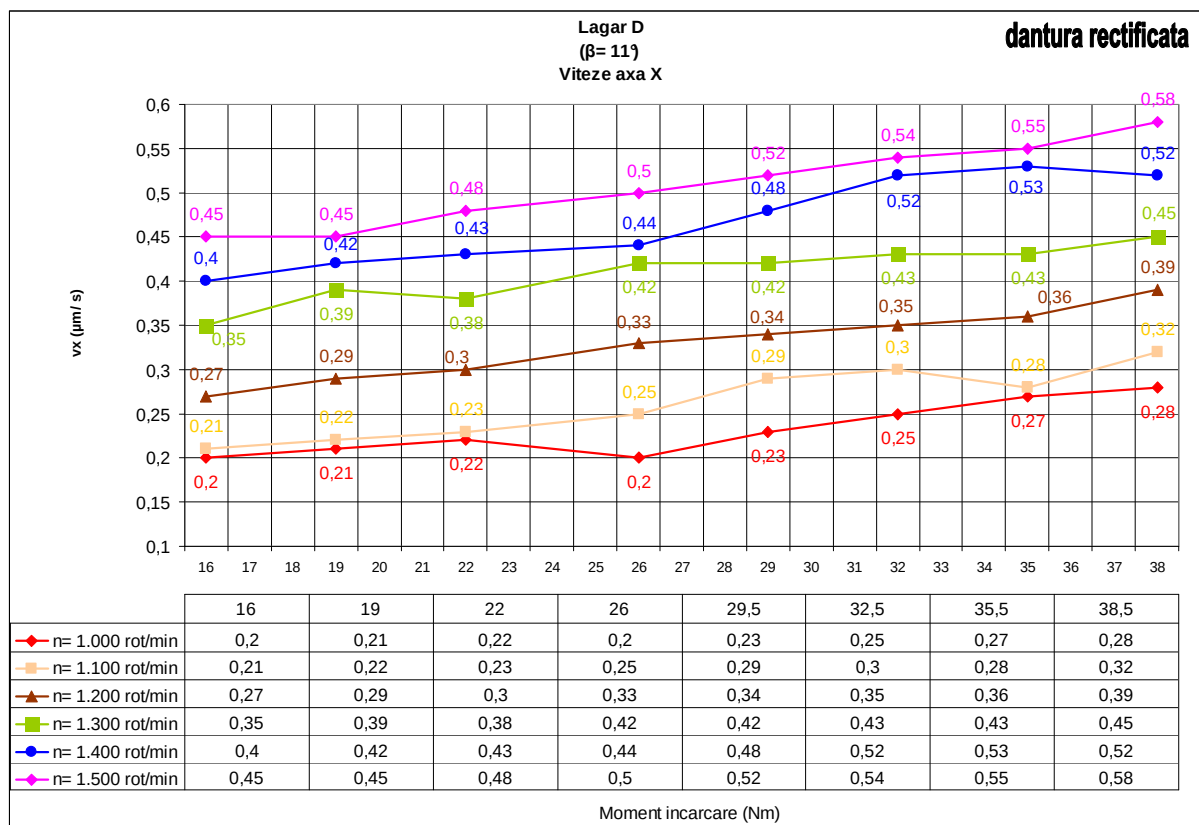


Fig. B2.11

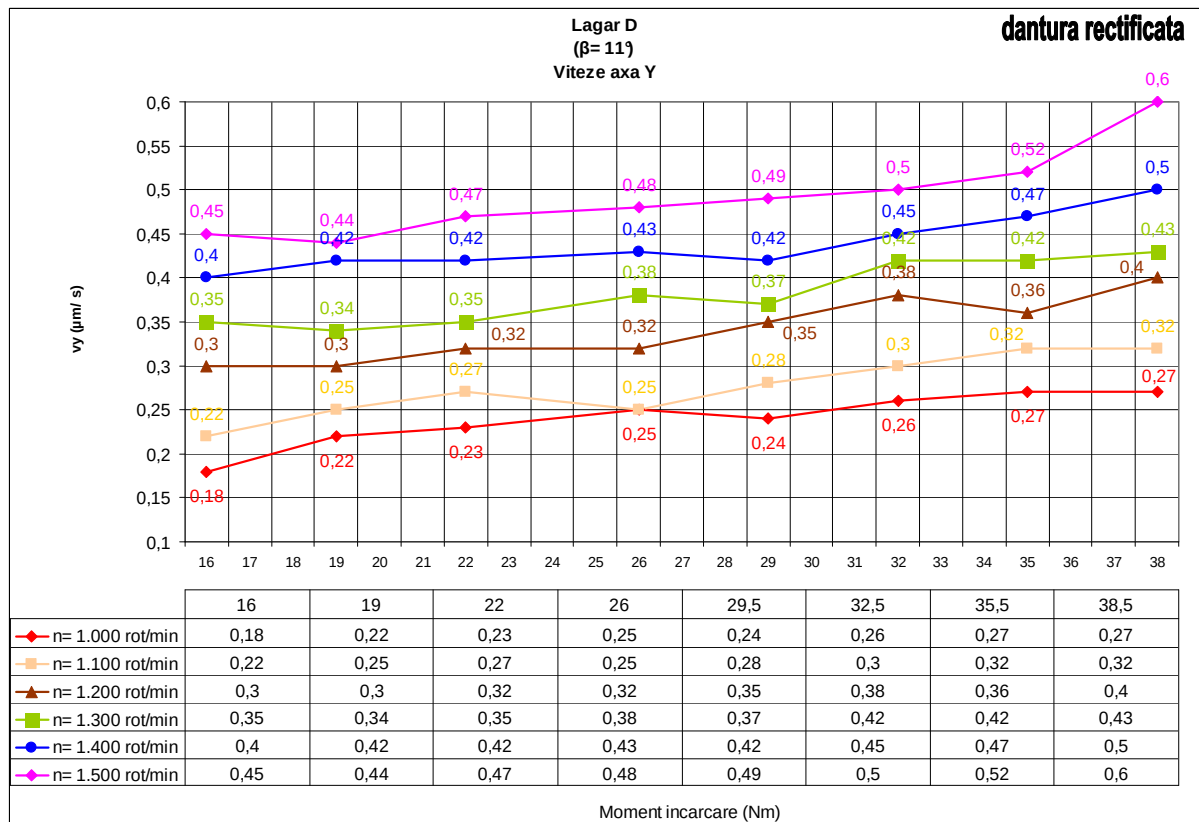


Fig. B2.12

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

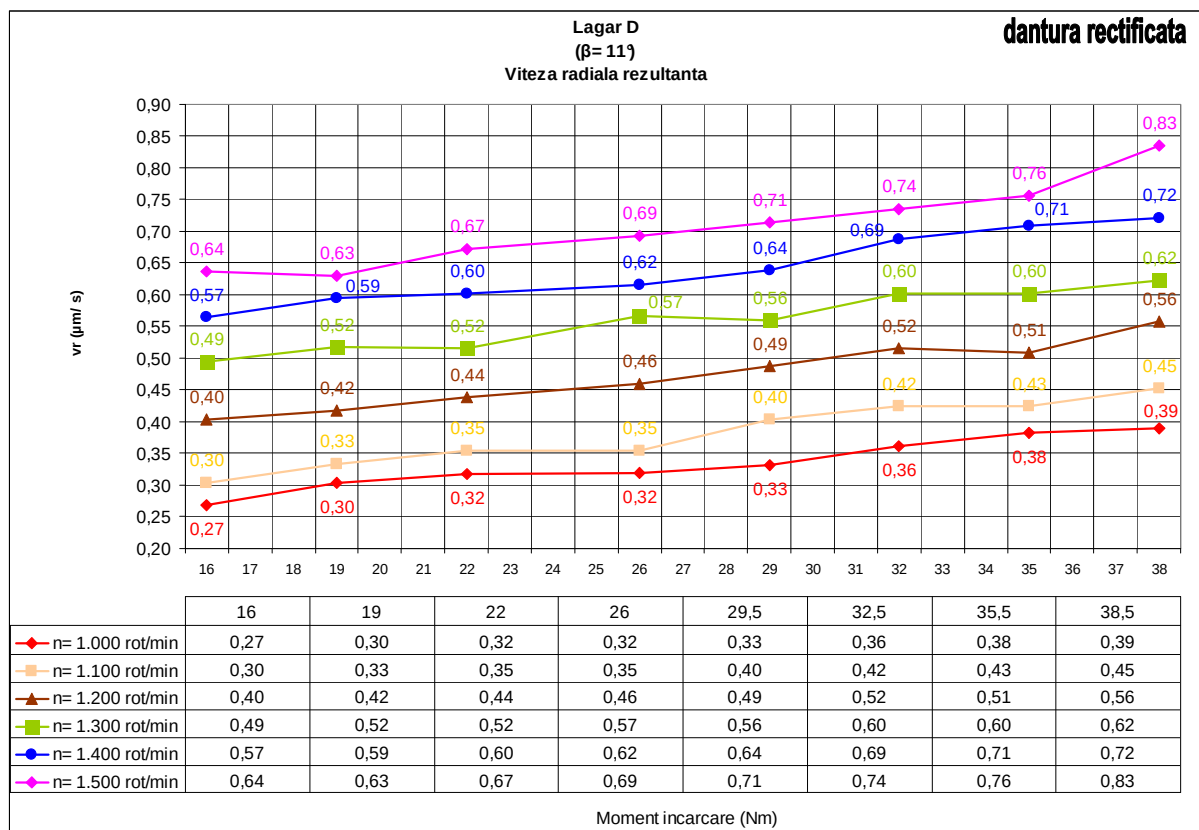


Fig. B2.13

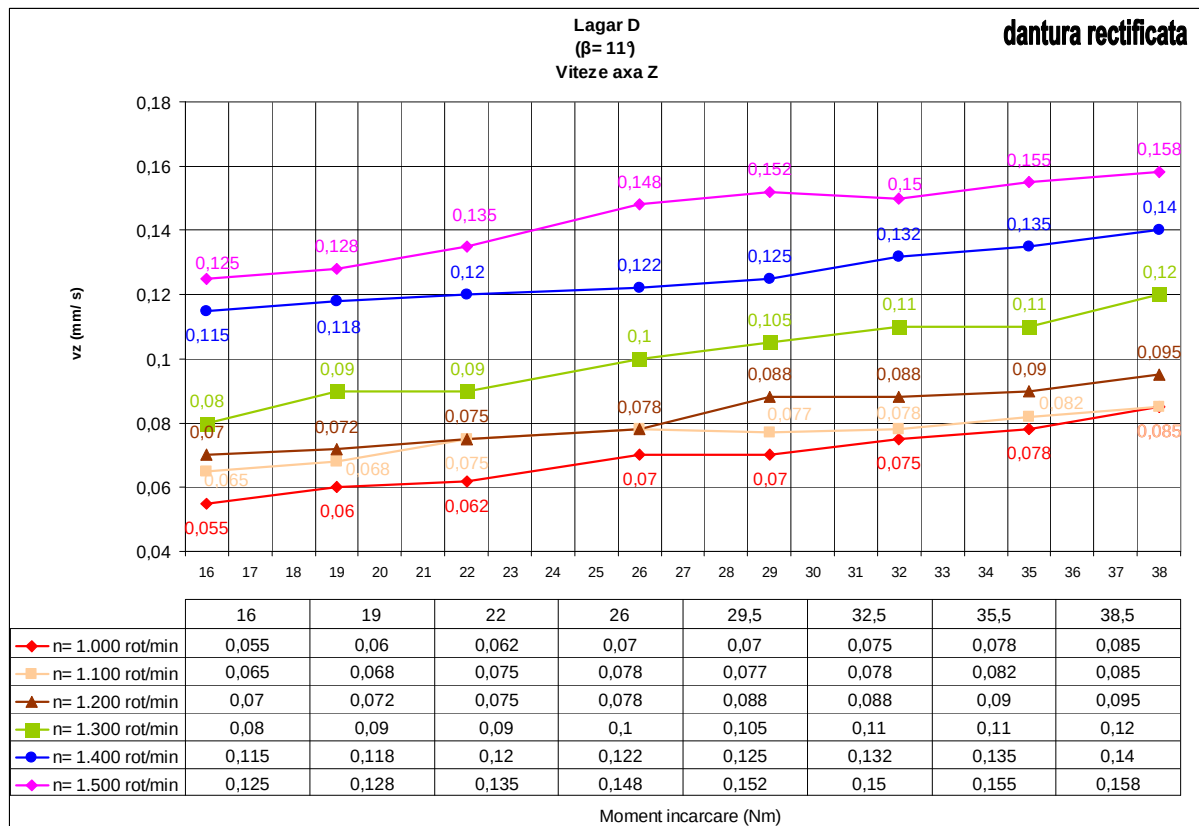


Fig. B2.14

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

B3. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=13^\circ$,
cu dantura prelucrată prin rectificare

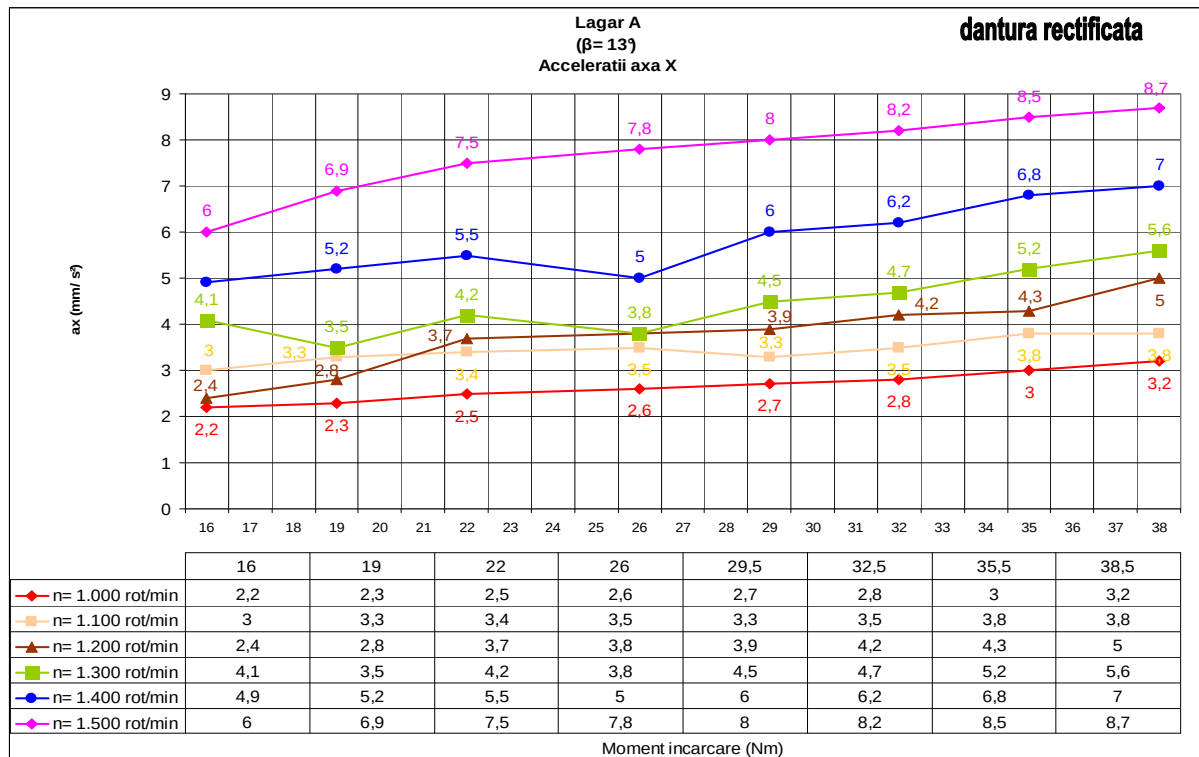


Fig. B3.1

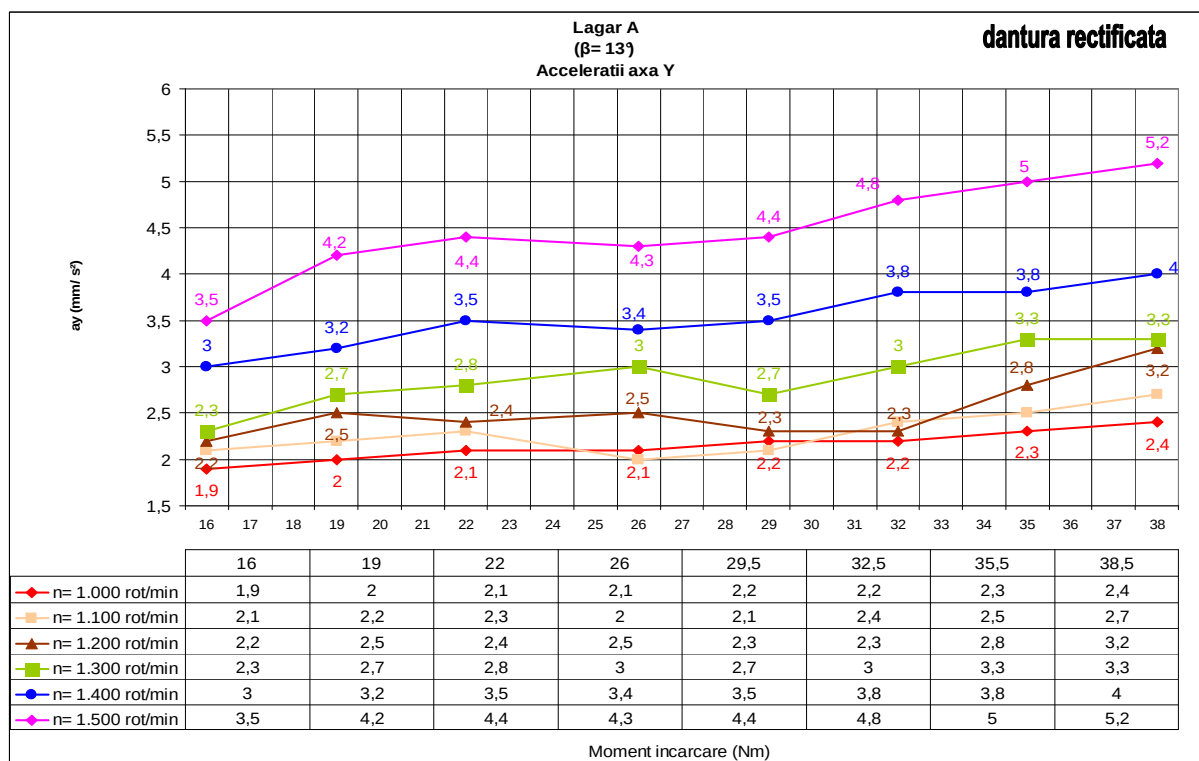


Fig. B3.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

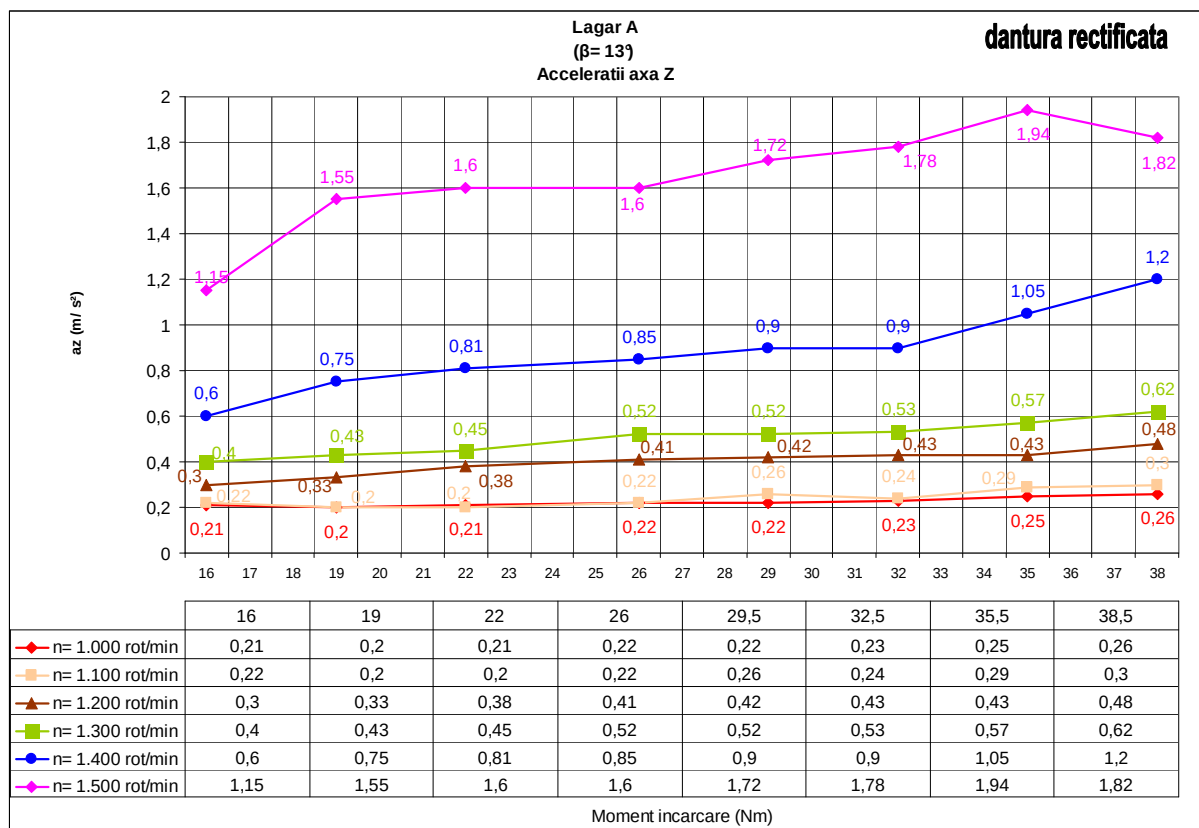


Fig. B3.3

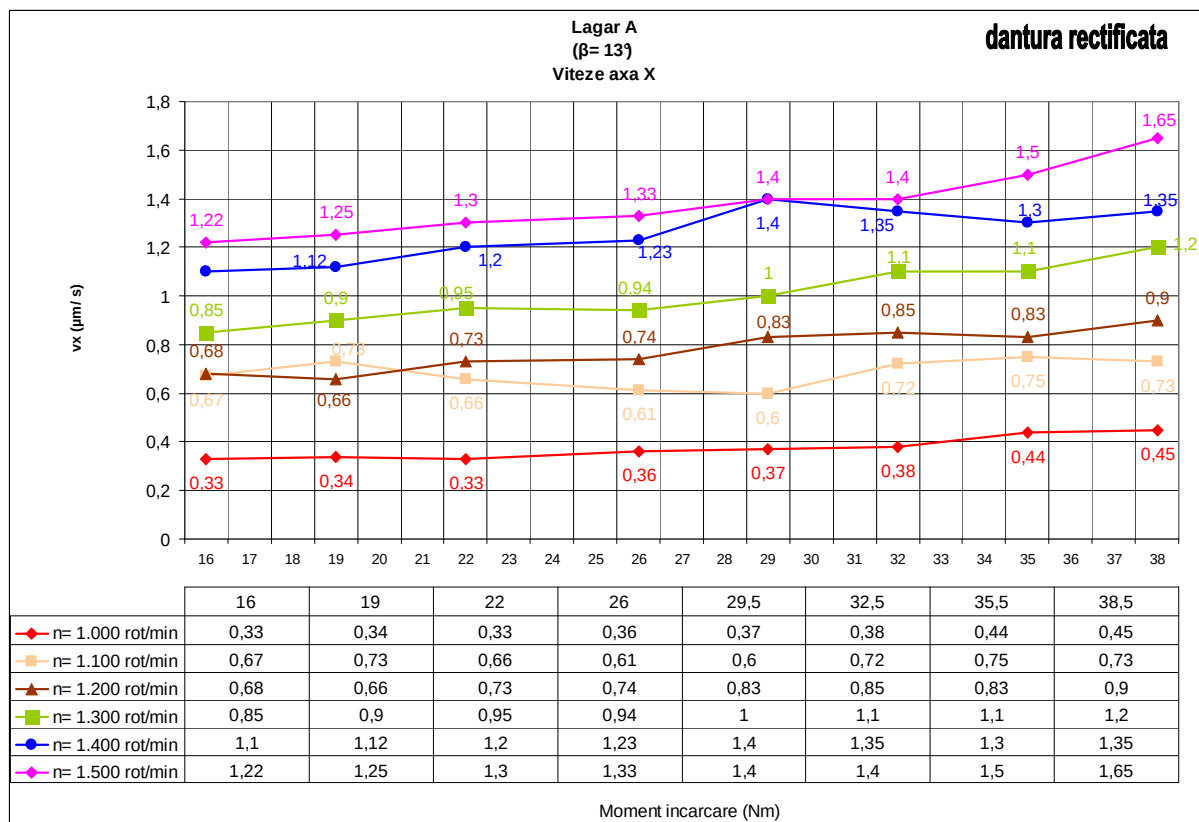


Fig. B3.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

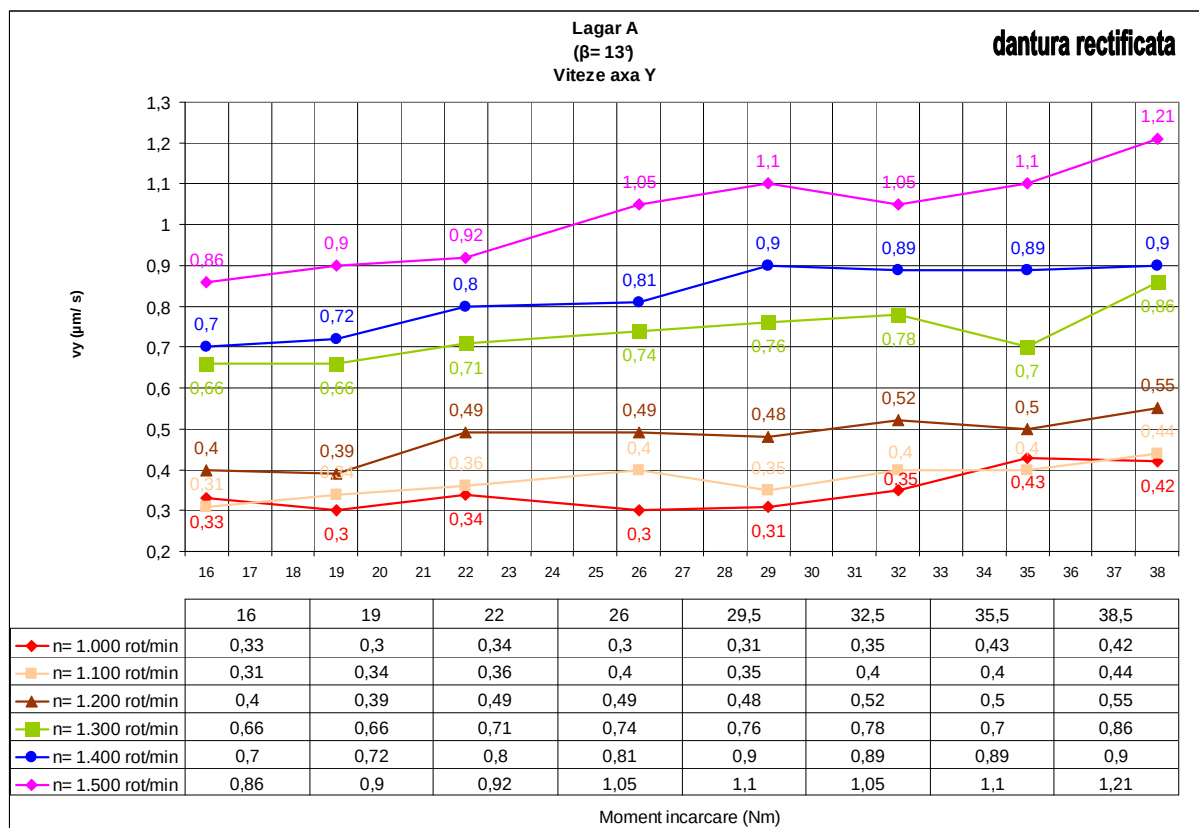


Fig. B3.5

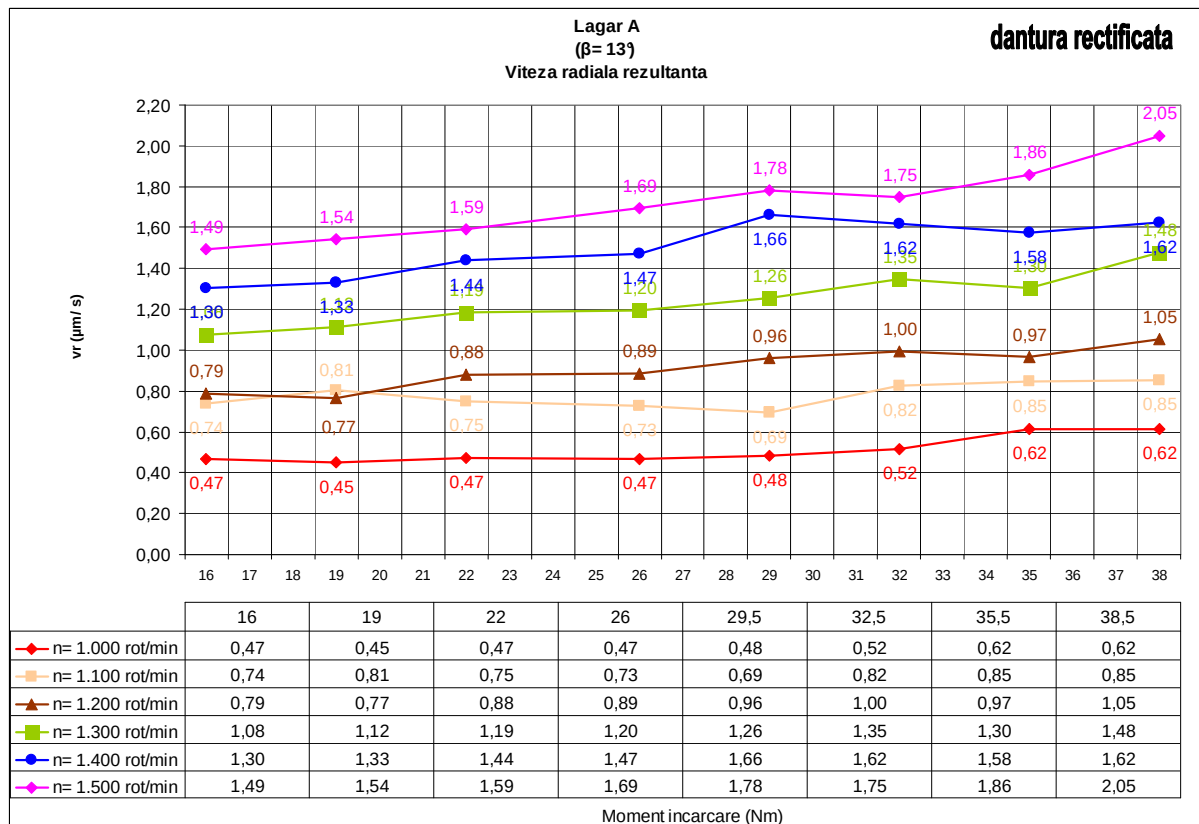


Fig. B3.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

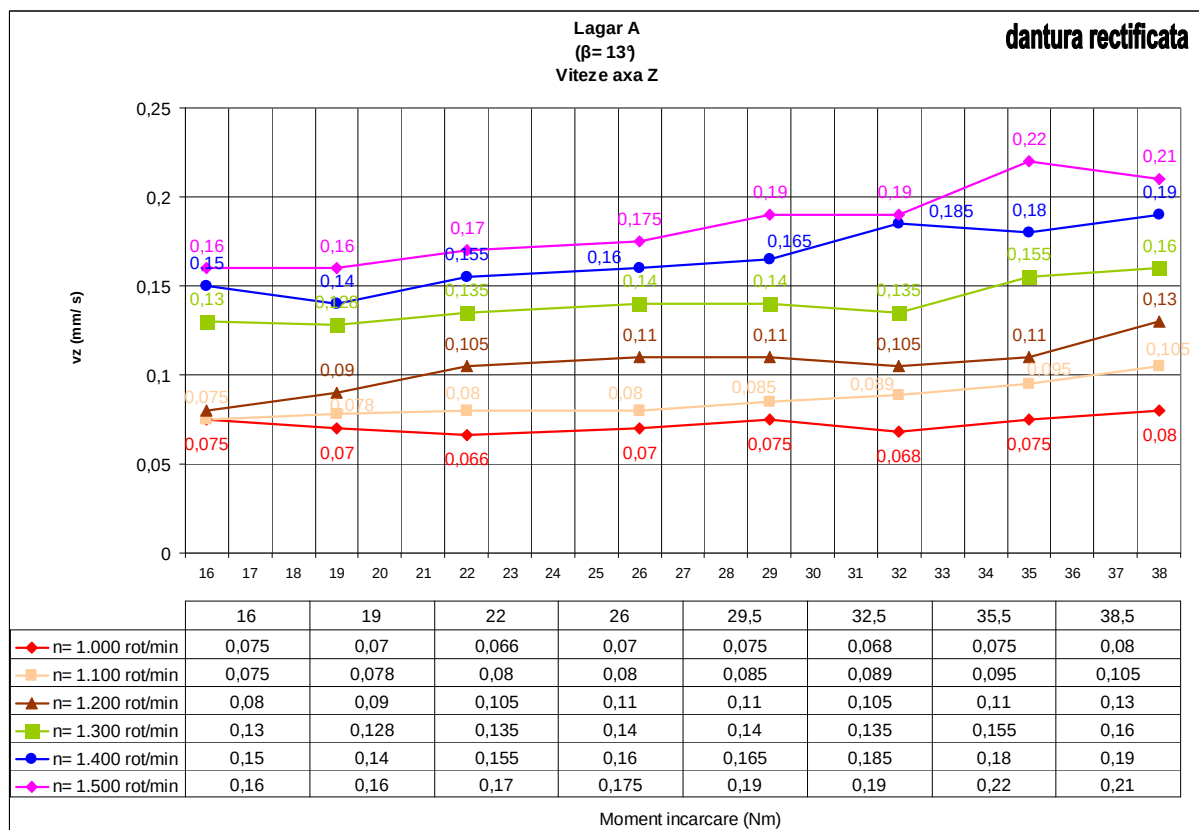


Fig. B3.7

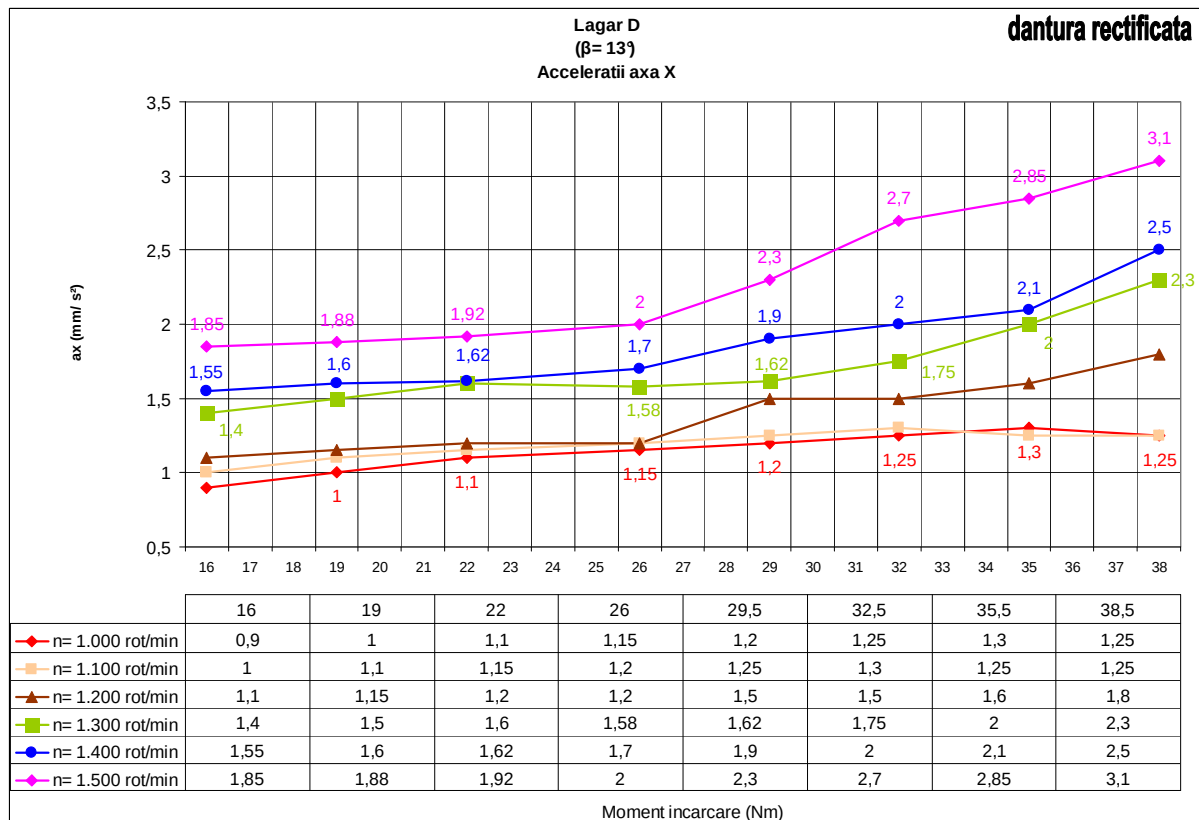


Fig. B3.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

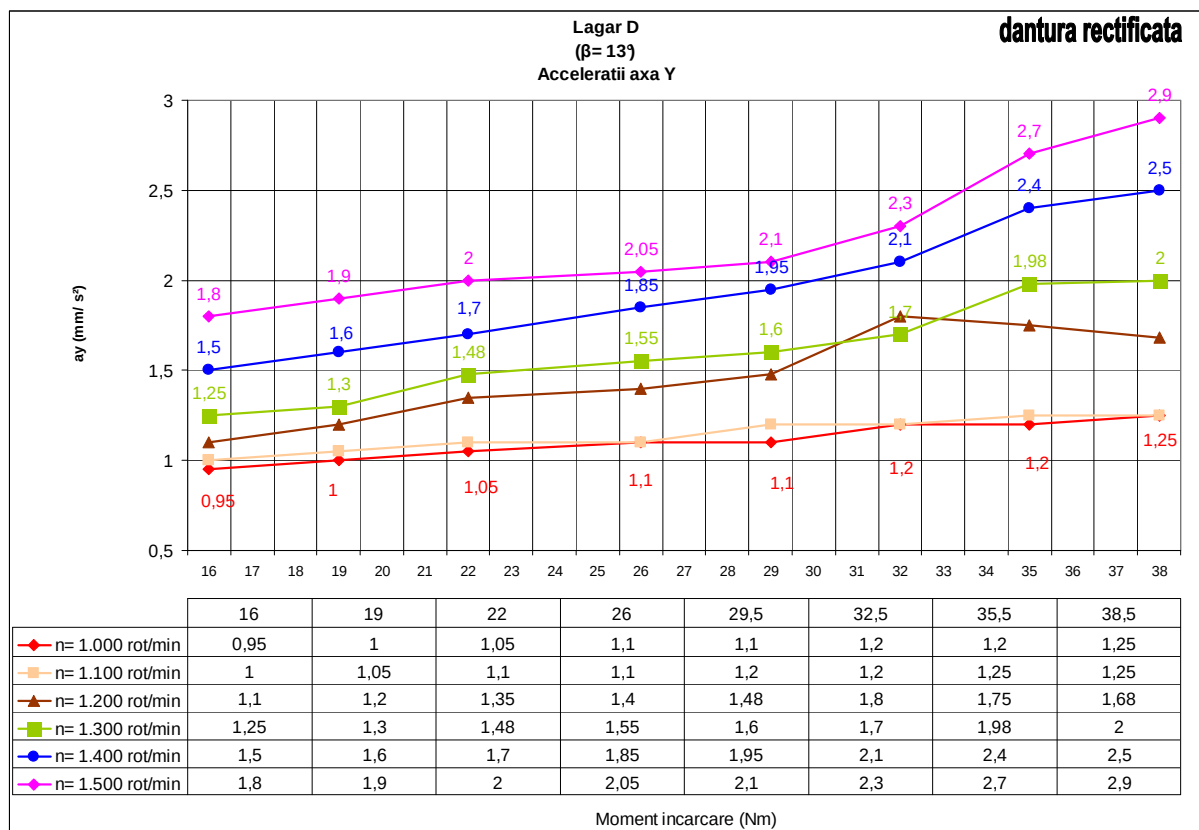


Fig. B3.9

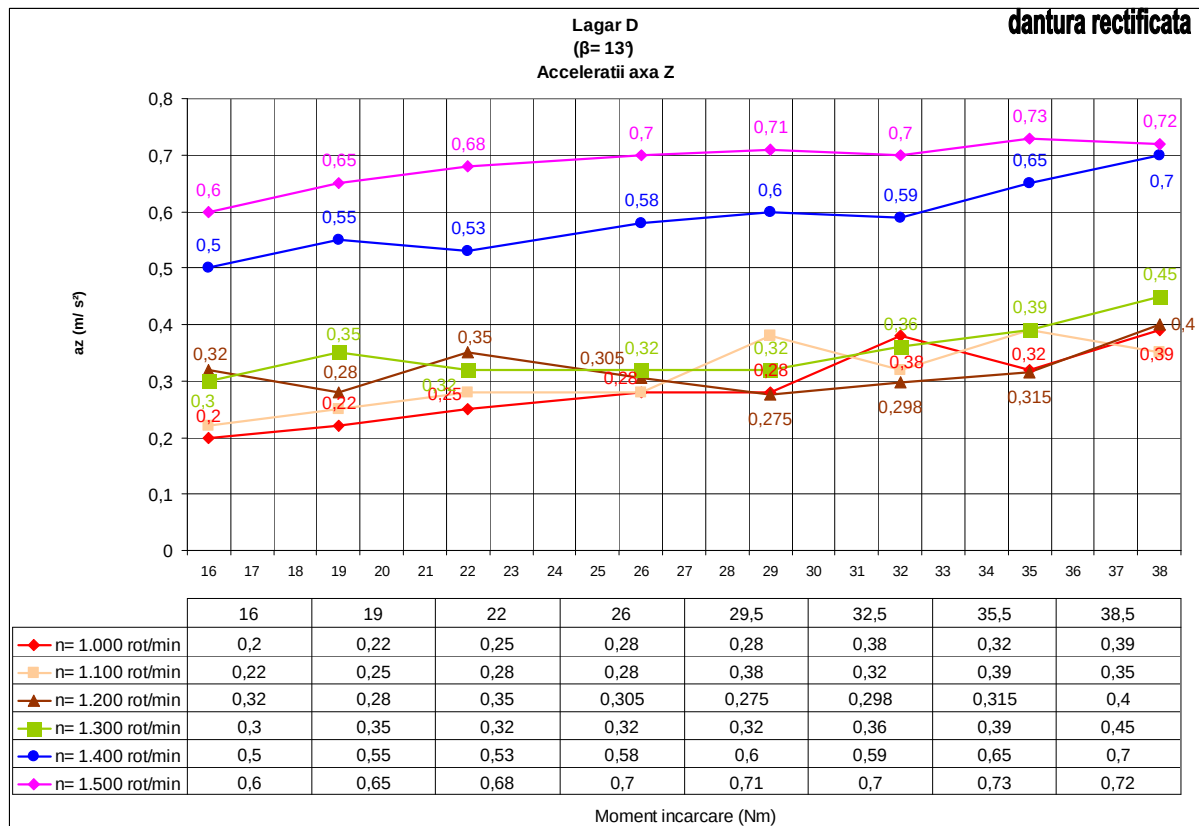


Fig. B3.10

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

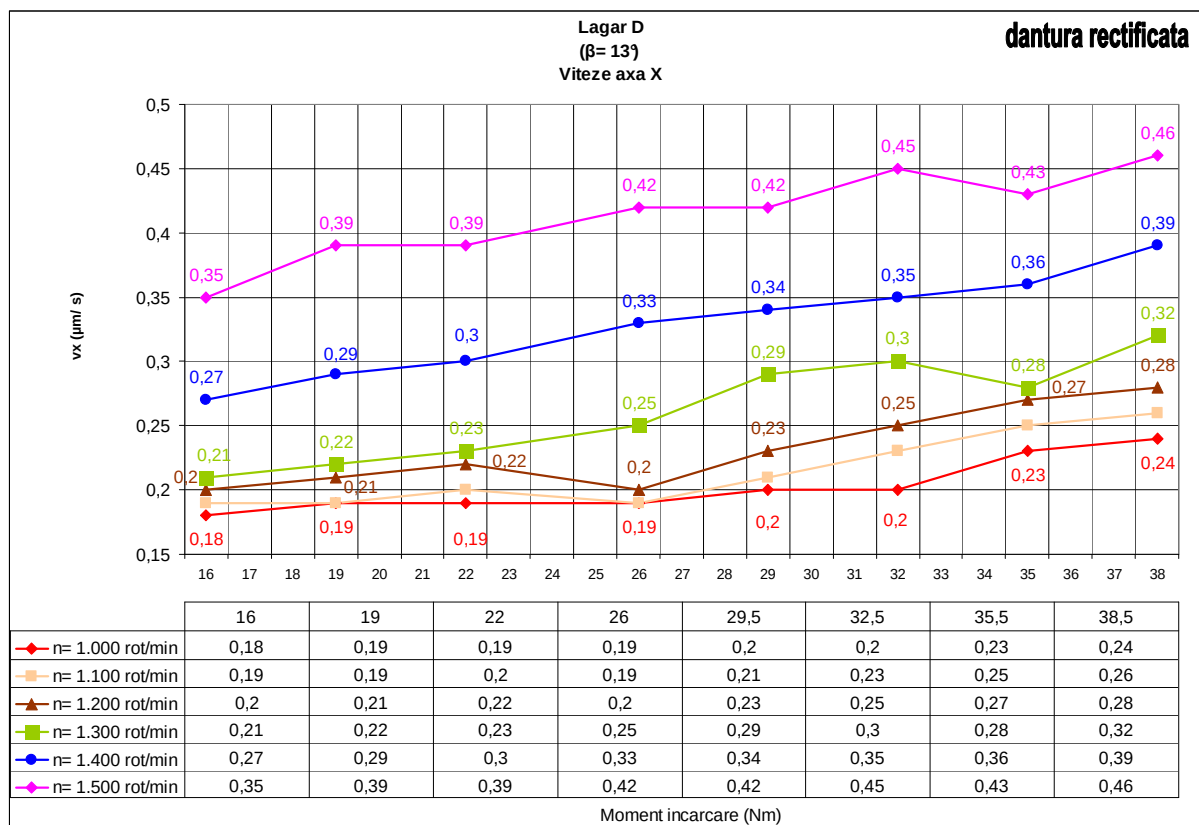


Fig. B3.11

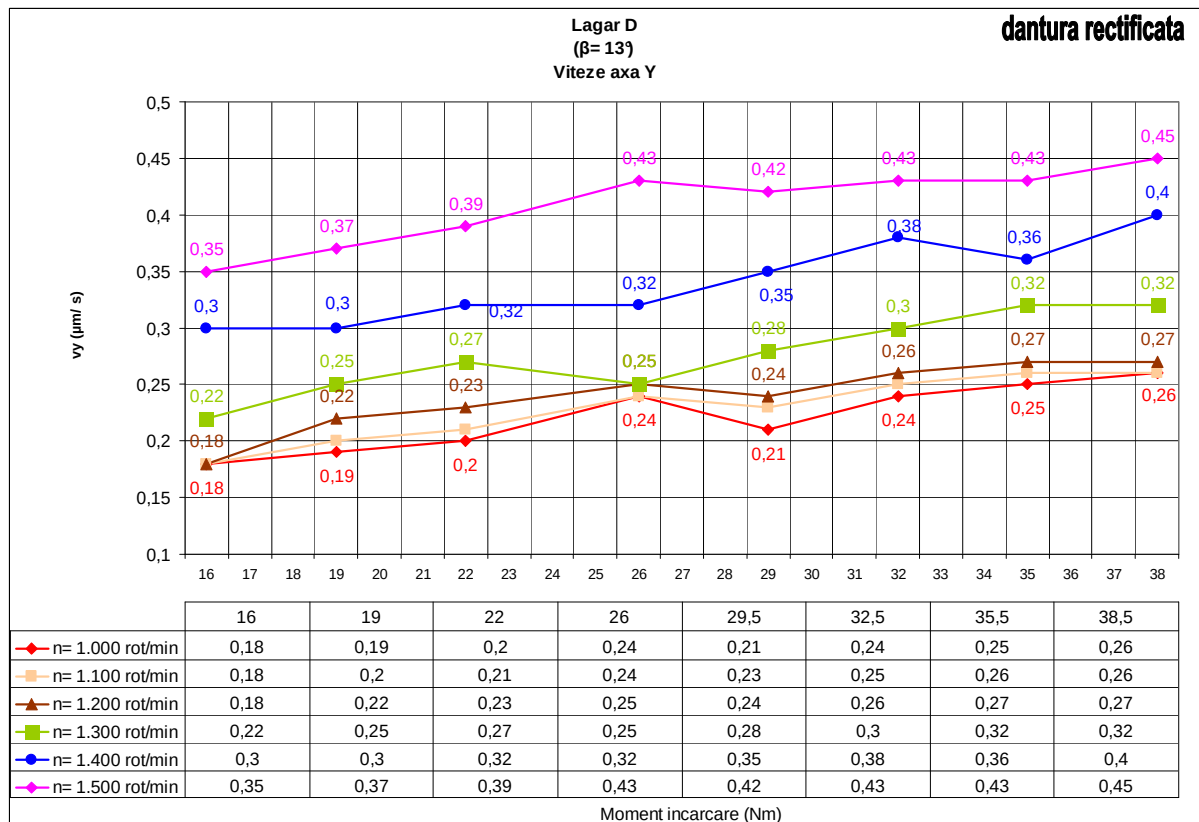


Fig. B3.12

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

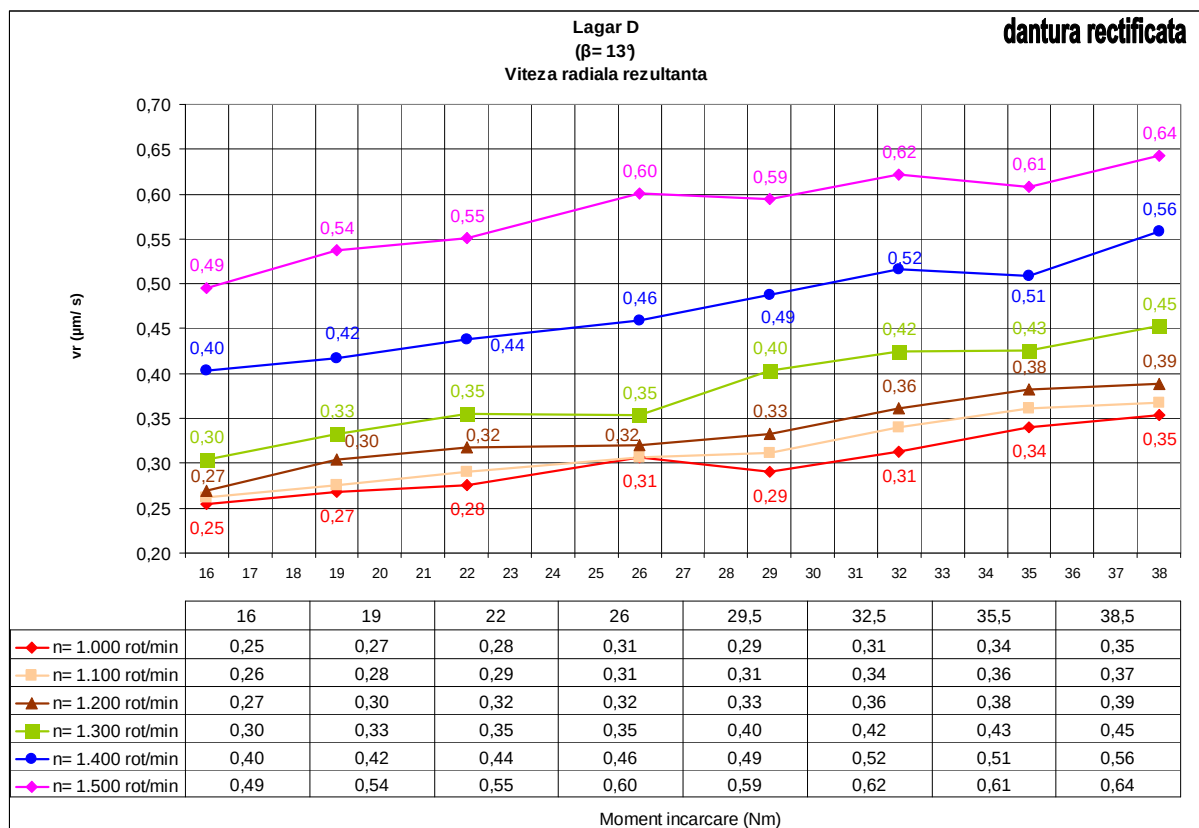


Fig. B3.13

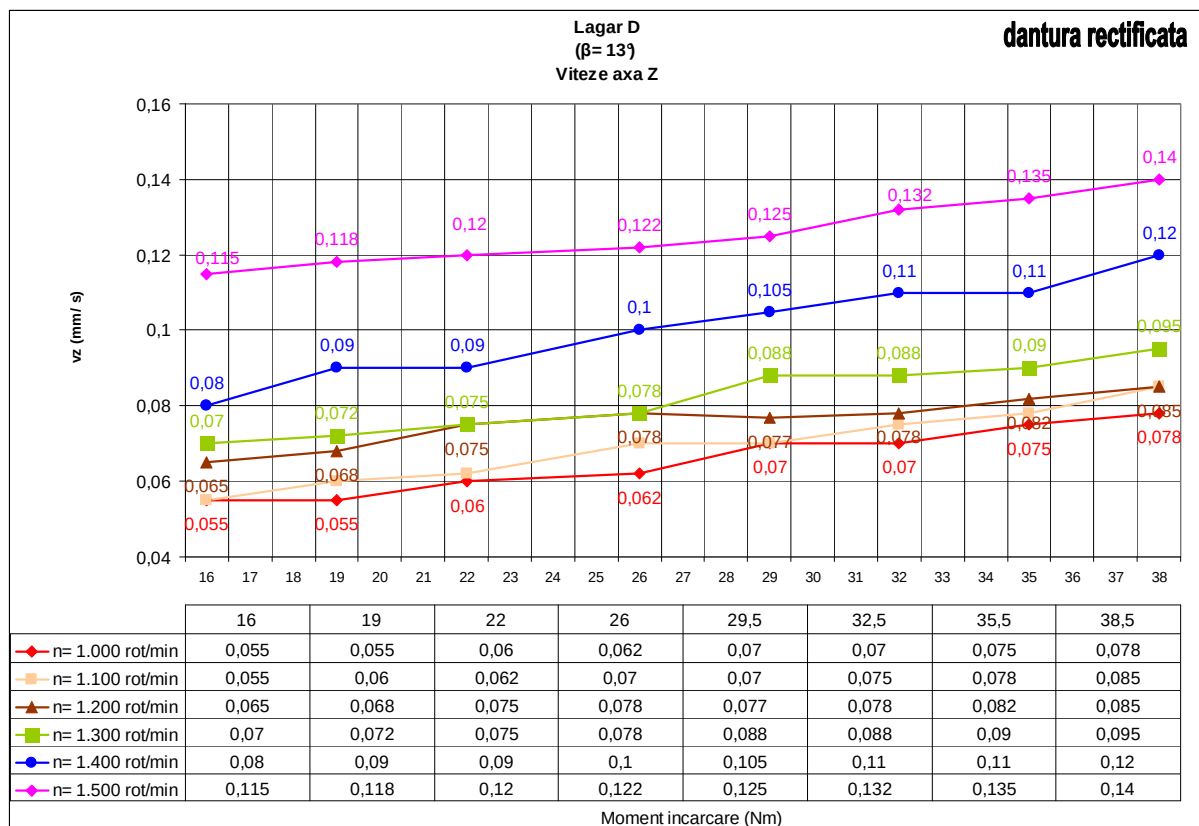


Fig. B3.14

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

B4. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=15^\circ$,
cu dantura prelucrată prin rectificare

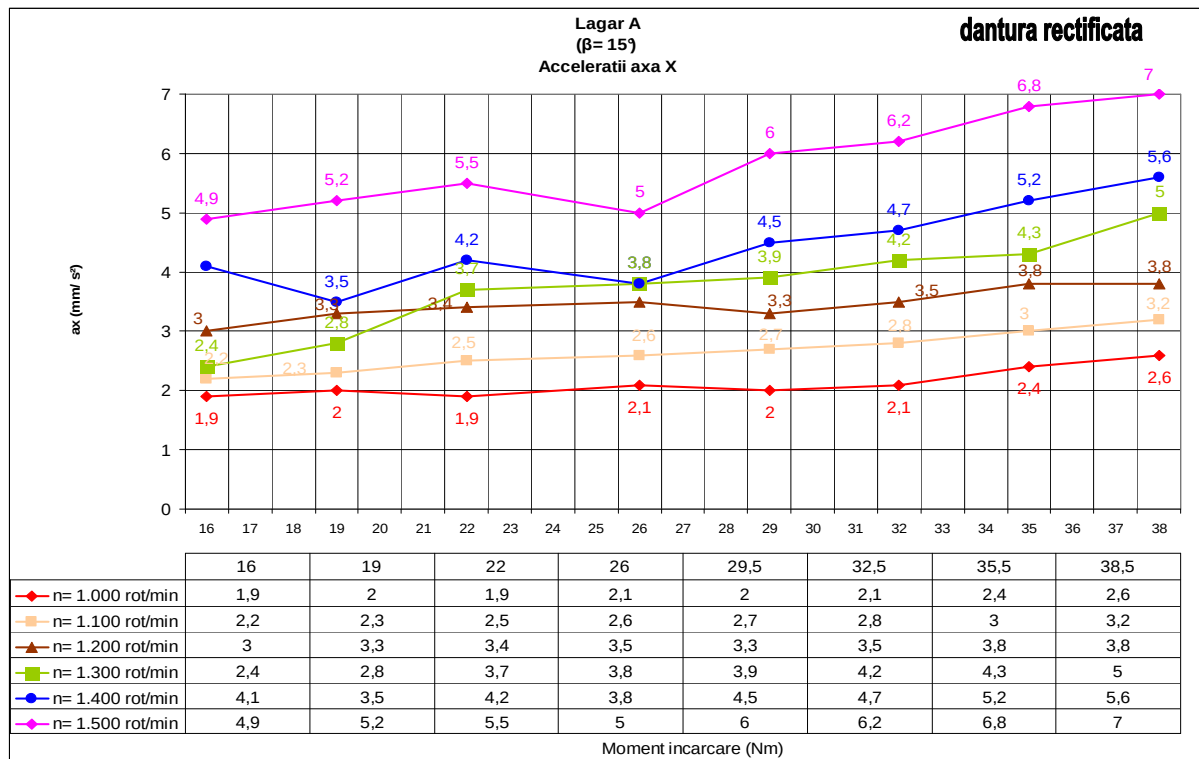


Fig. B4.1

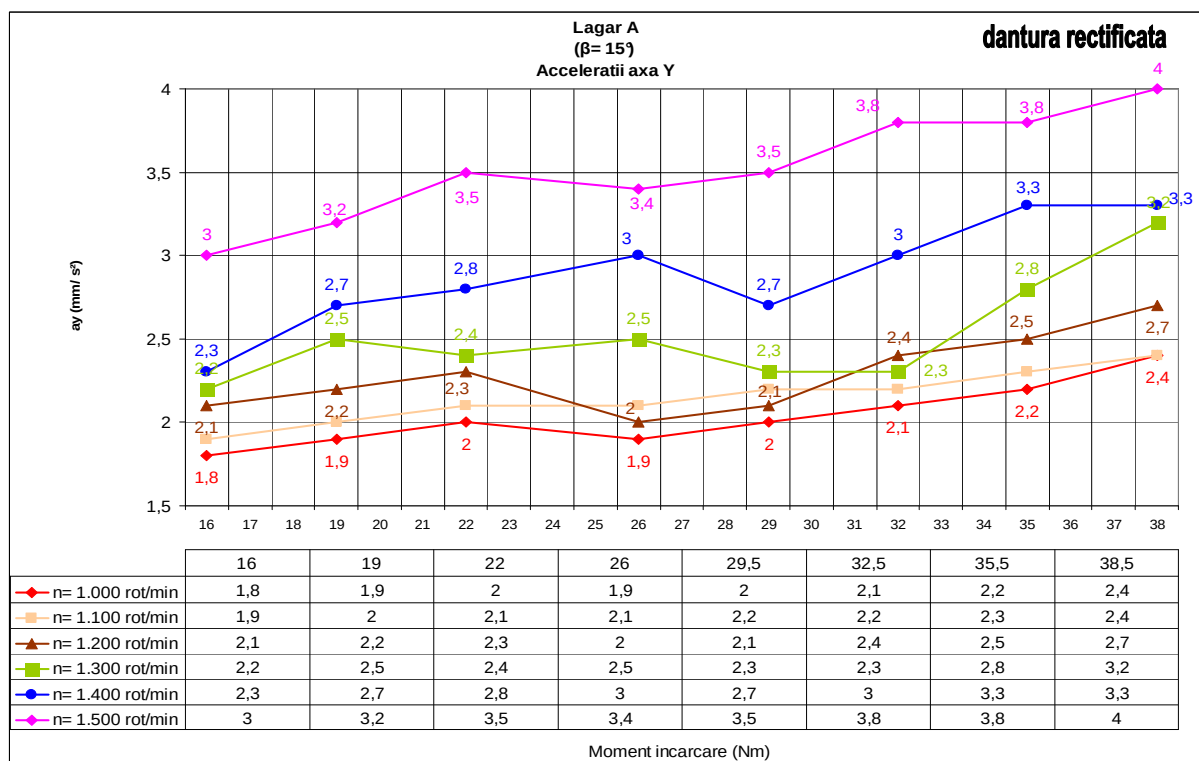


Fig. B4.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

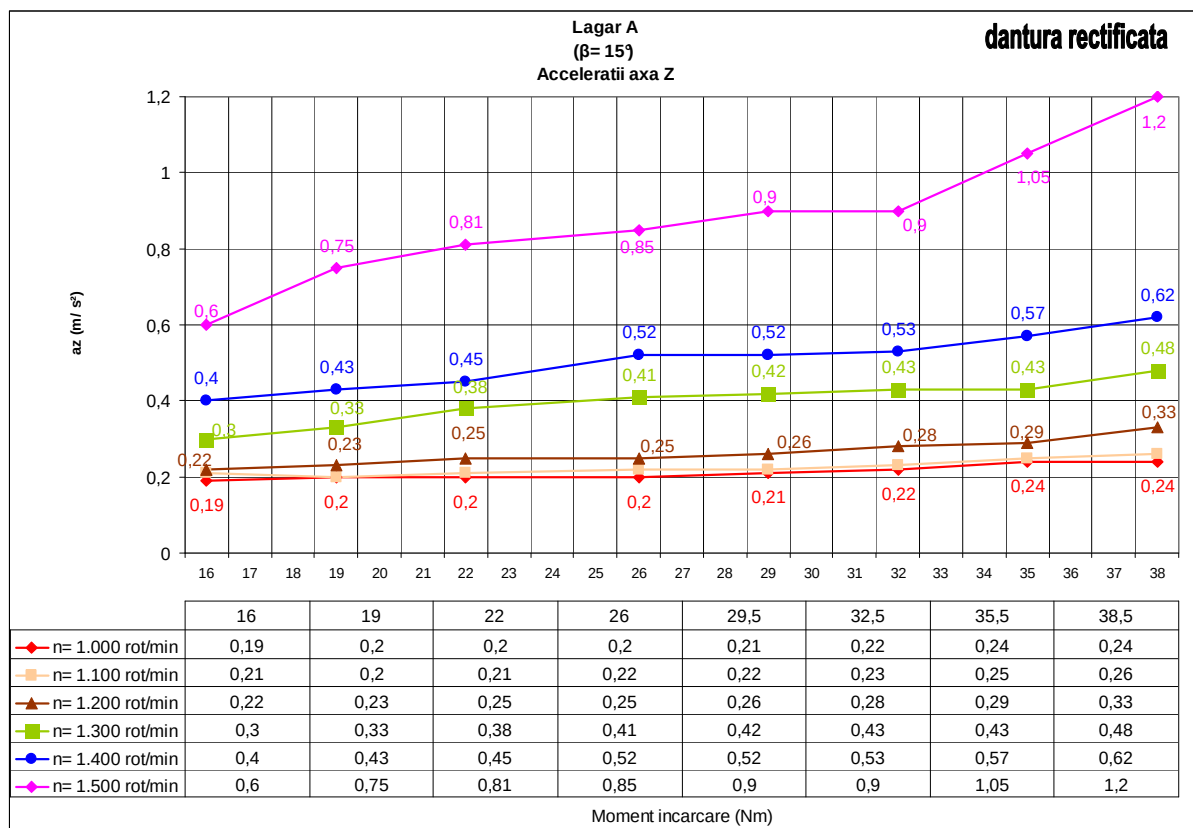


Fig. B4.3

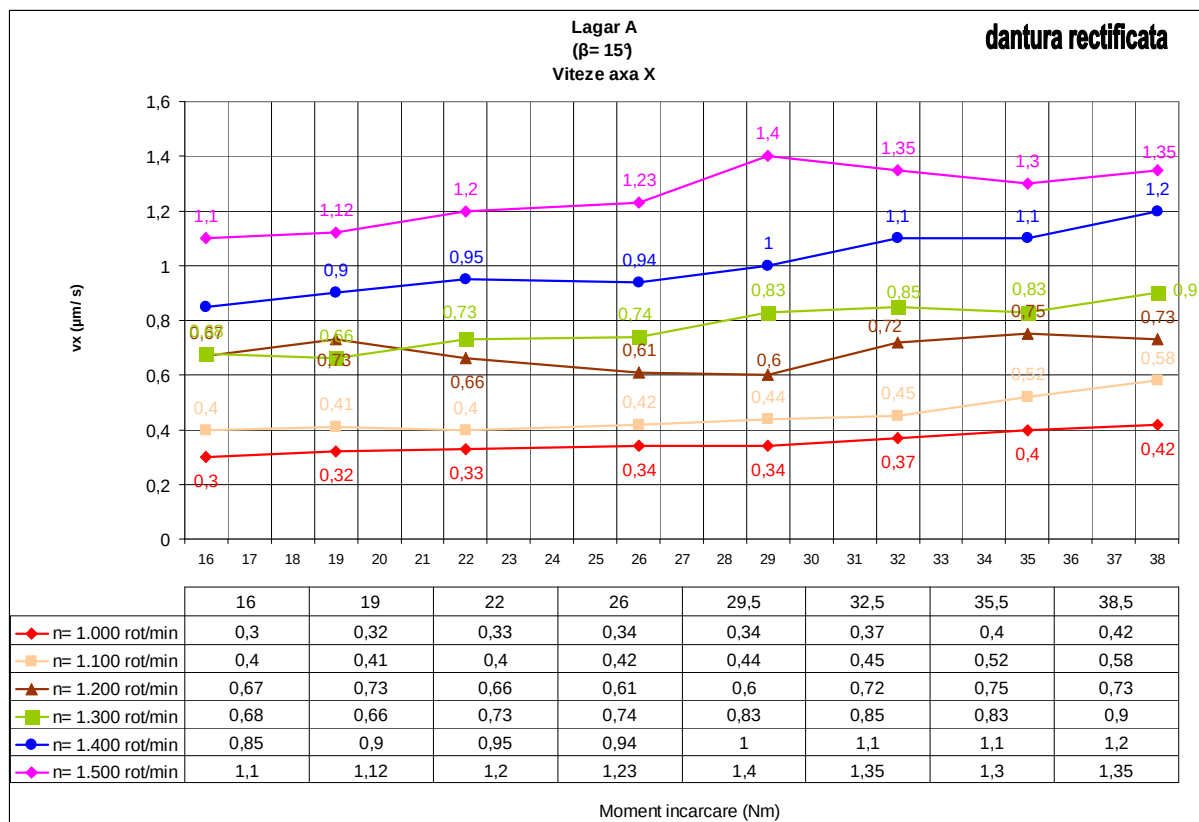


Fig. B4.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

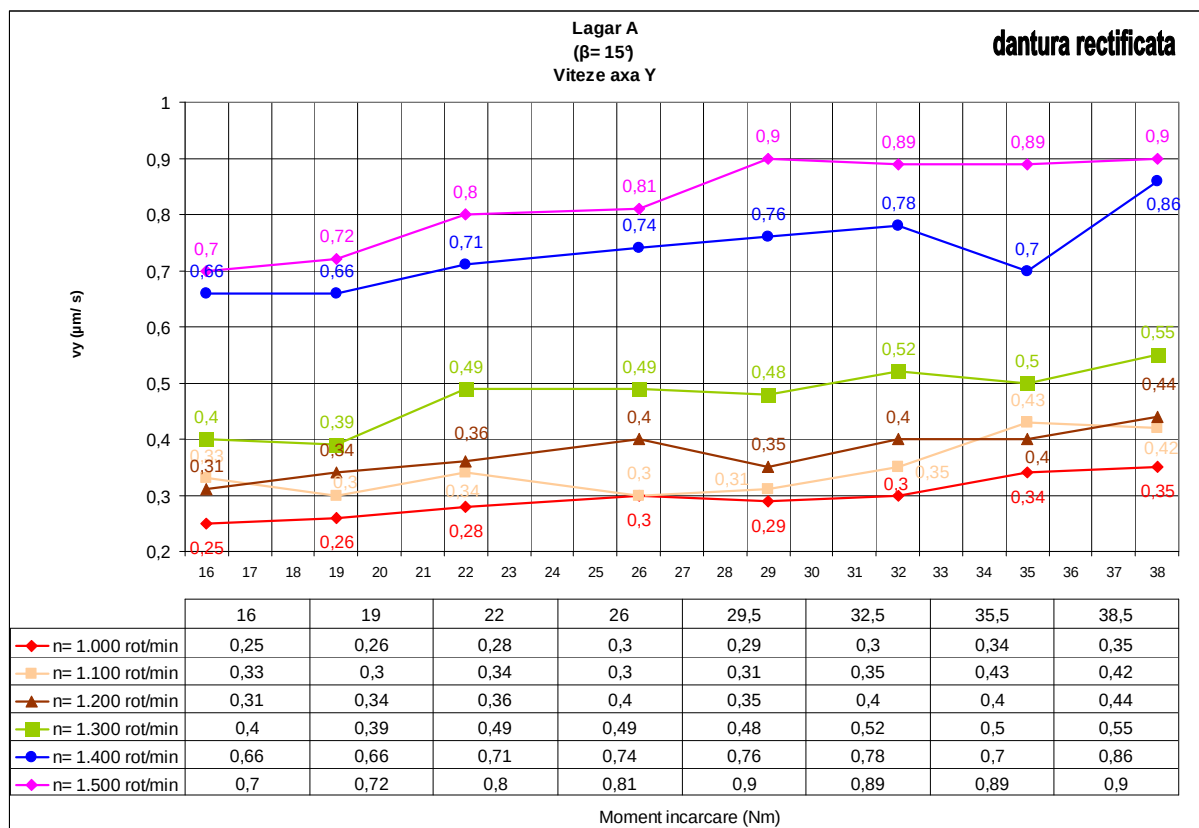


Fig. B4.5

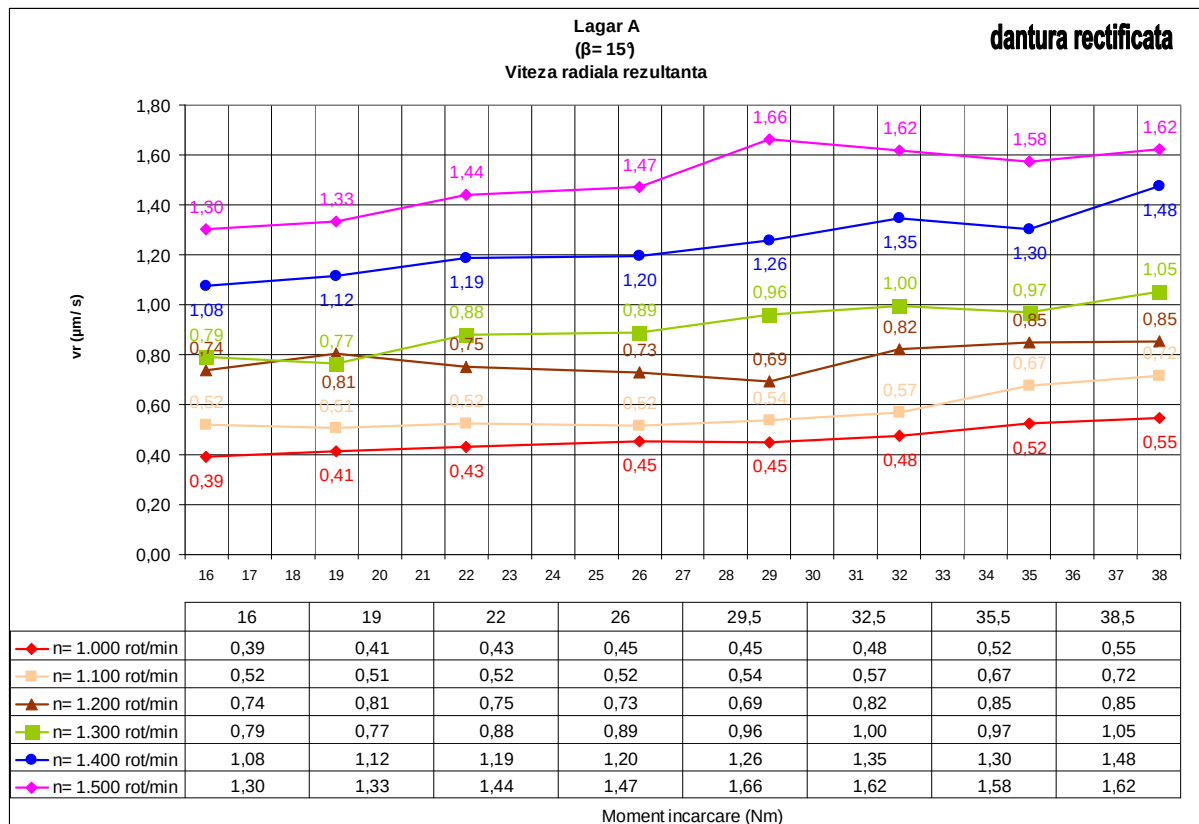


Fig. B4.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

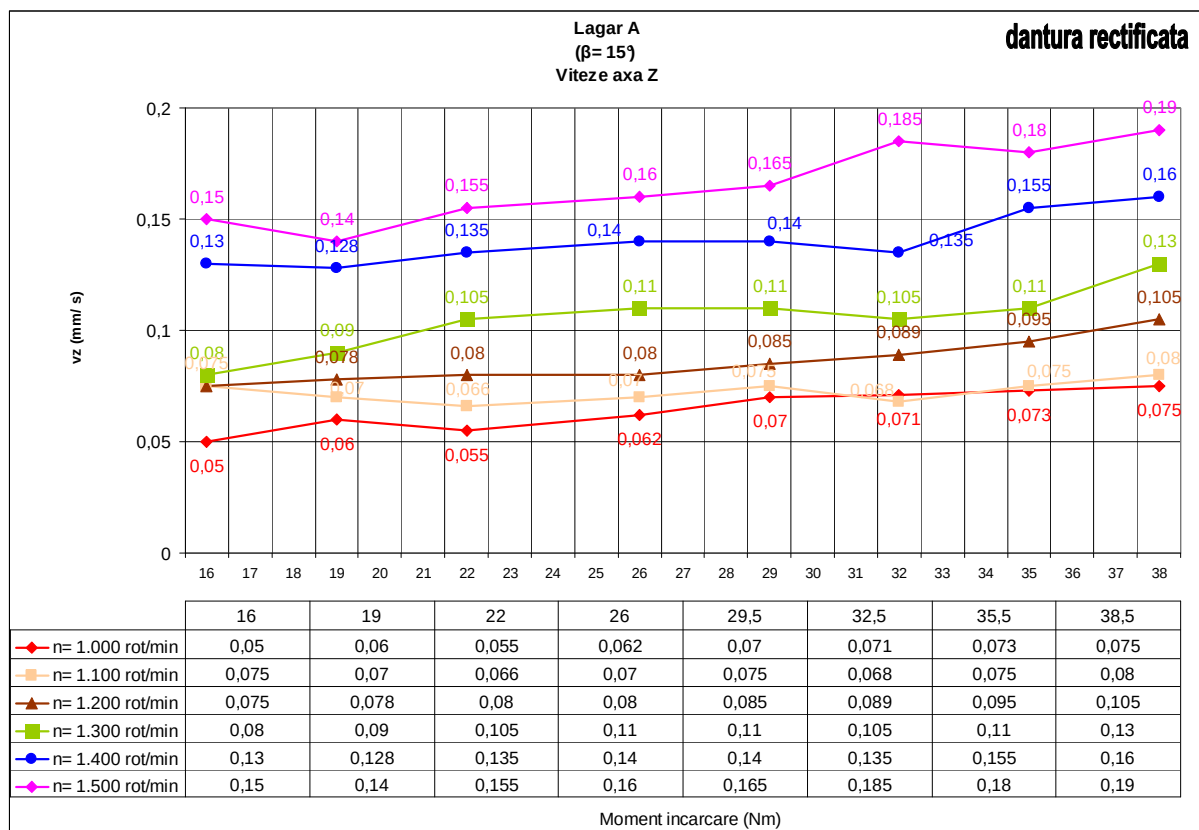


Fig. B4.7

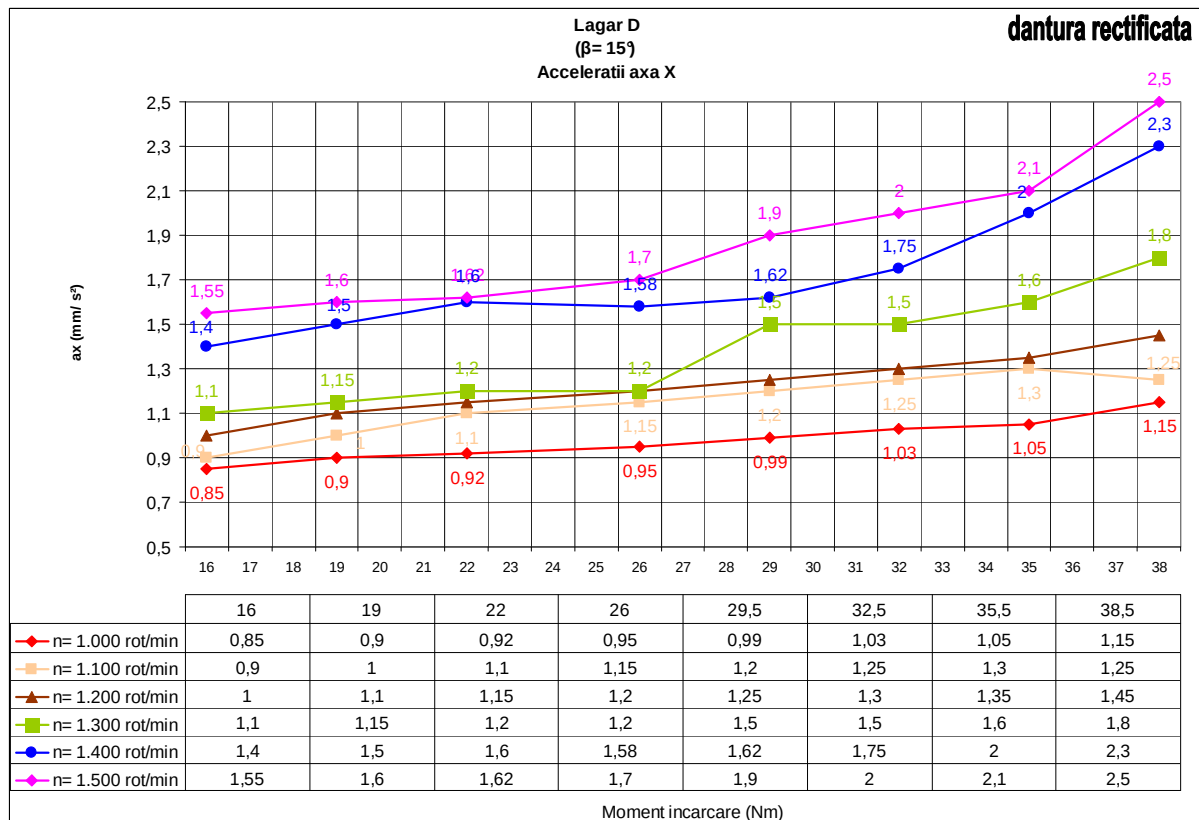


Fig. B4.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

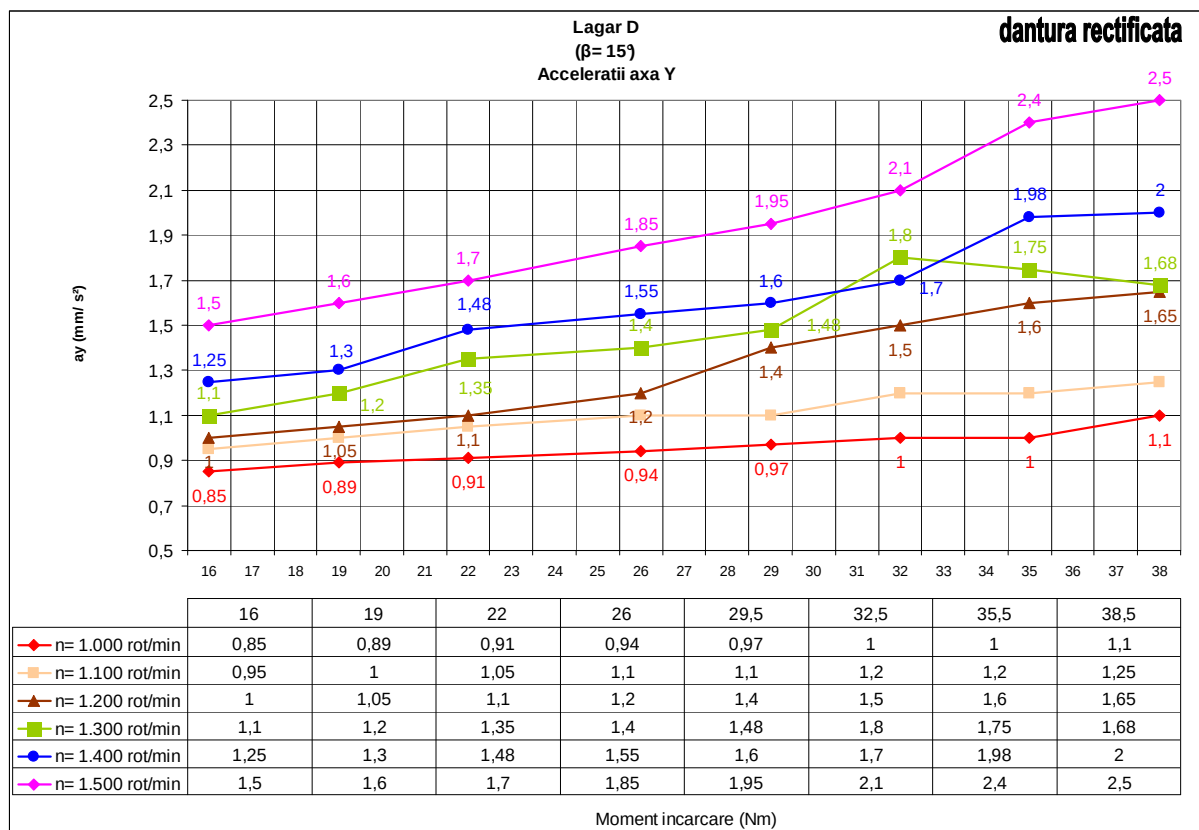


Fig. B4.9

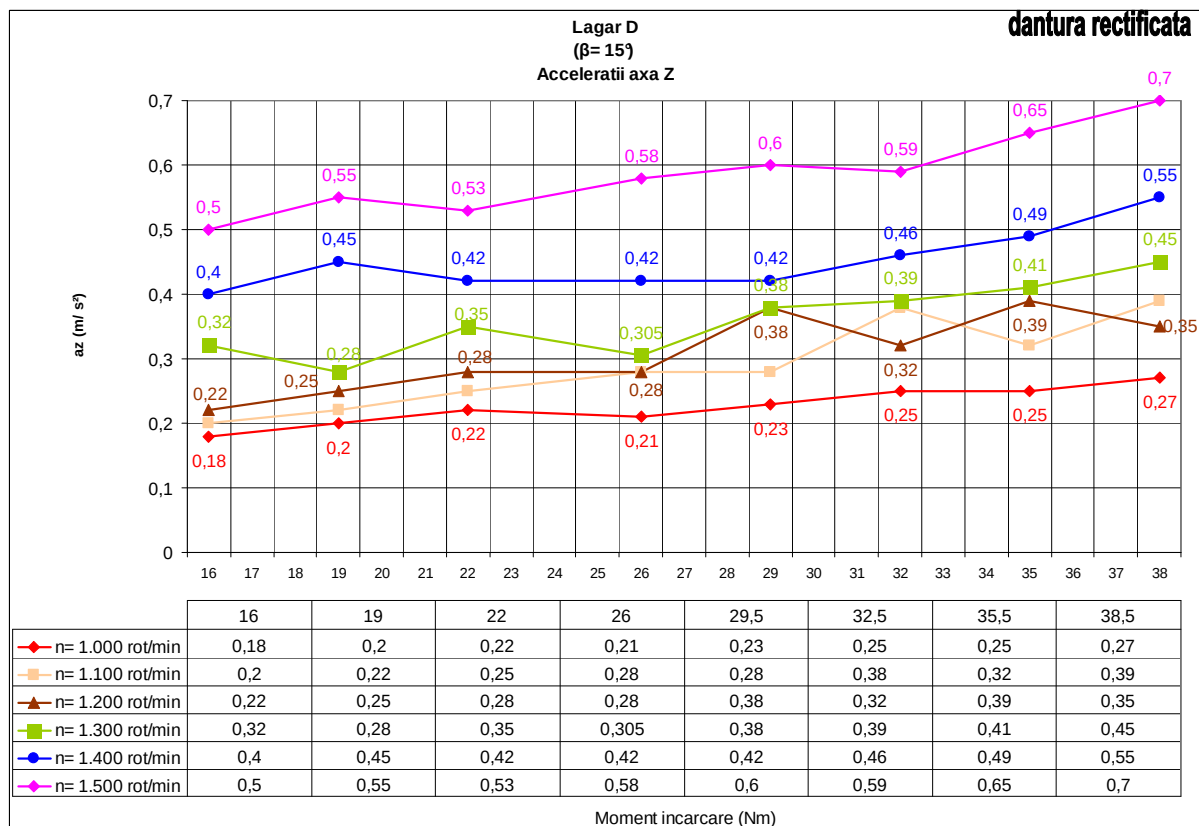


Fig. B4.10

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

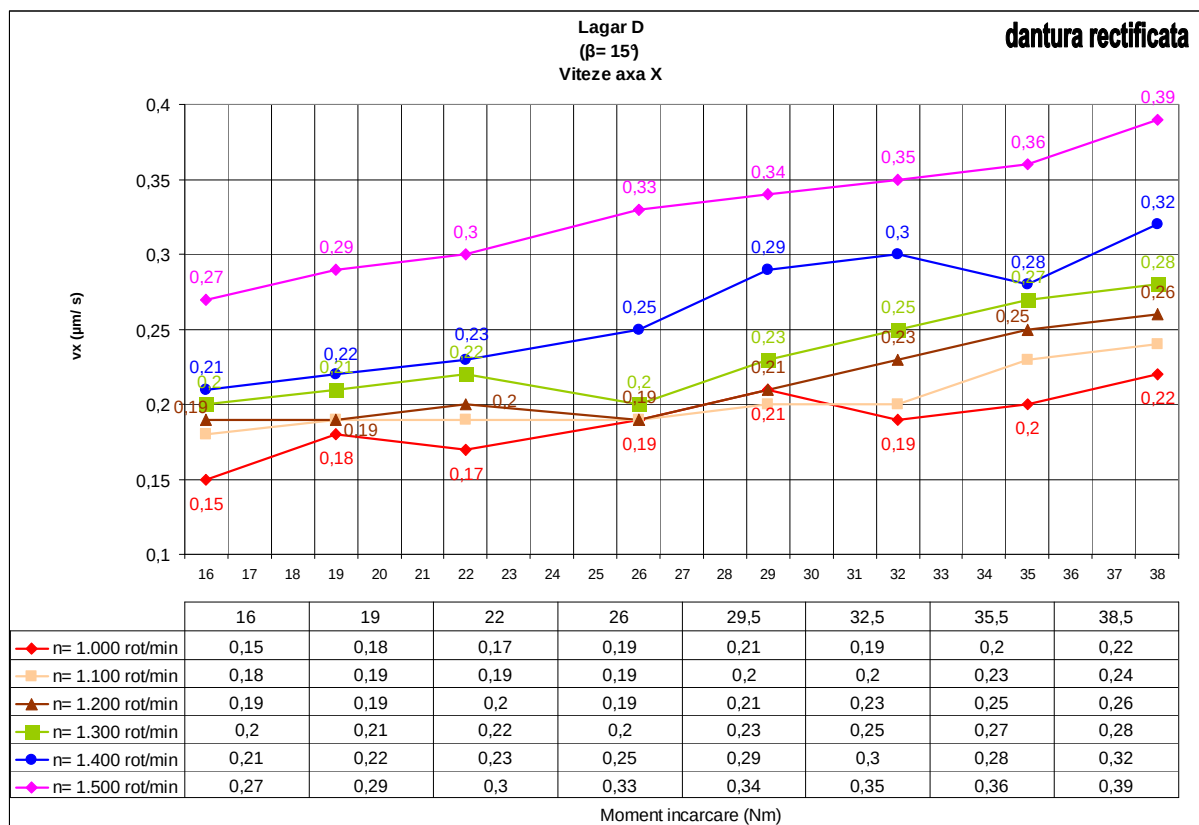


Fig. B4.11

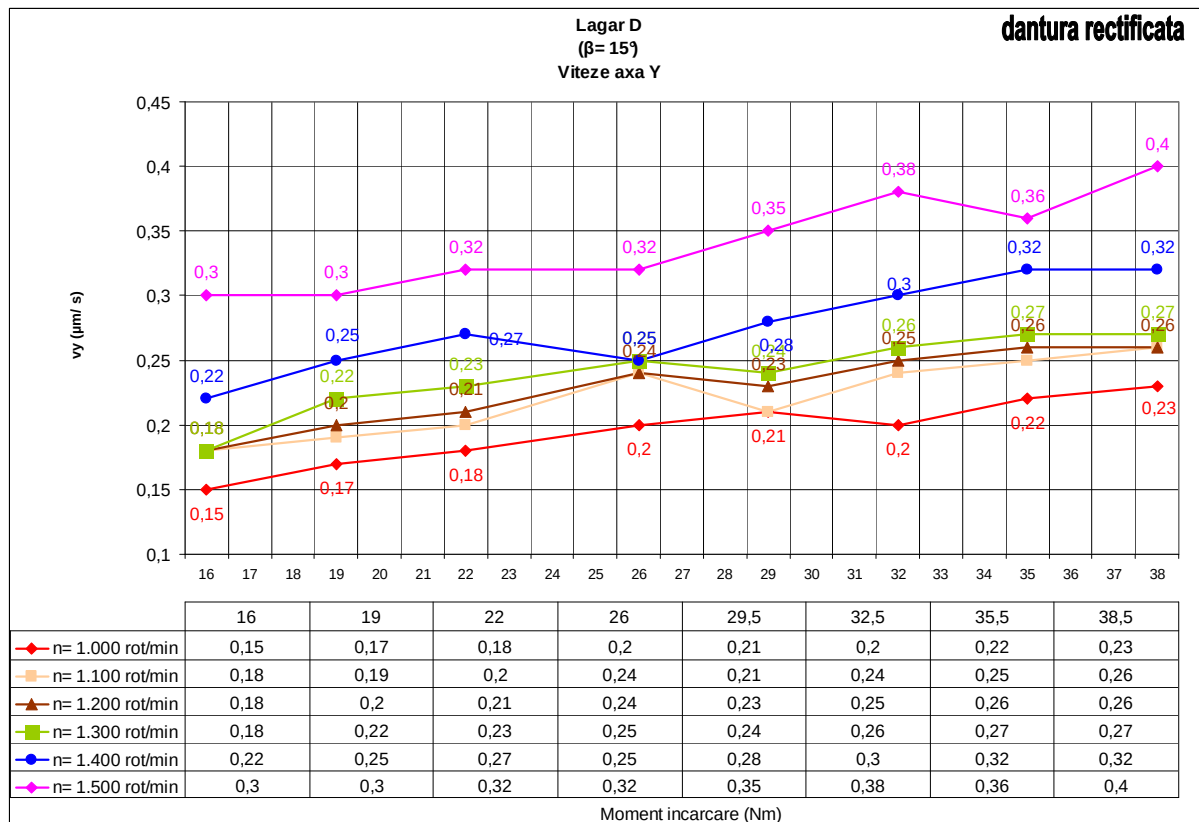


Fig. B4.12

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

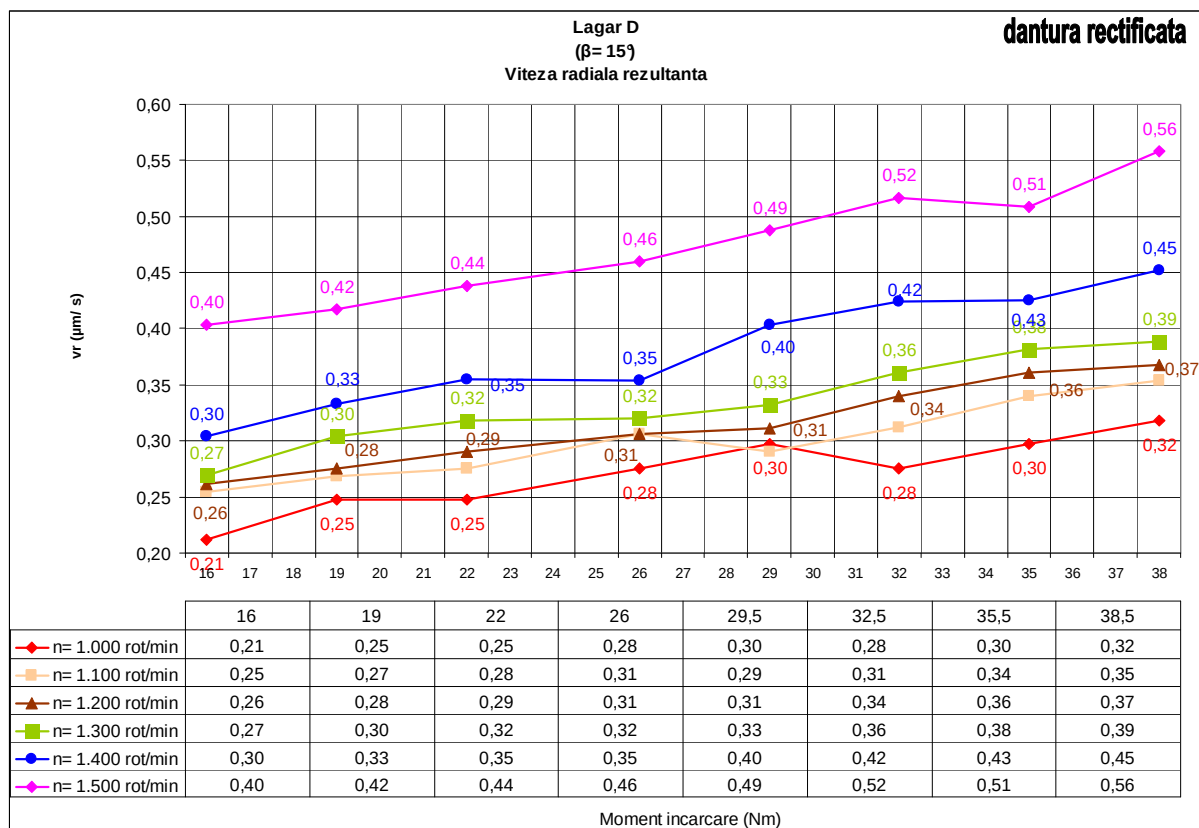


Fig. B4.13

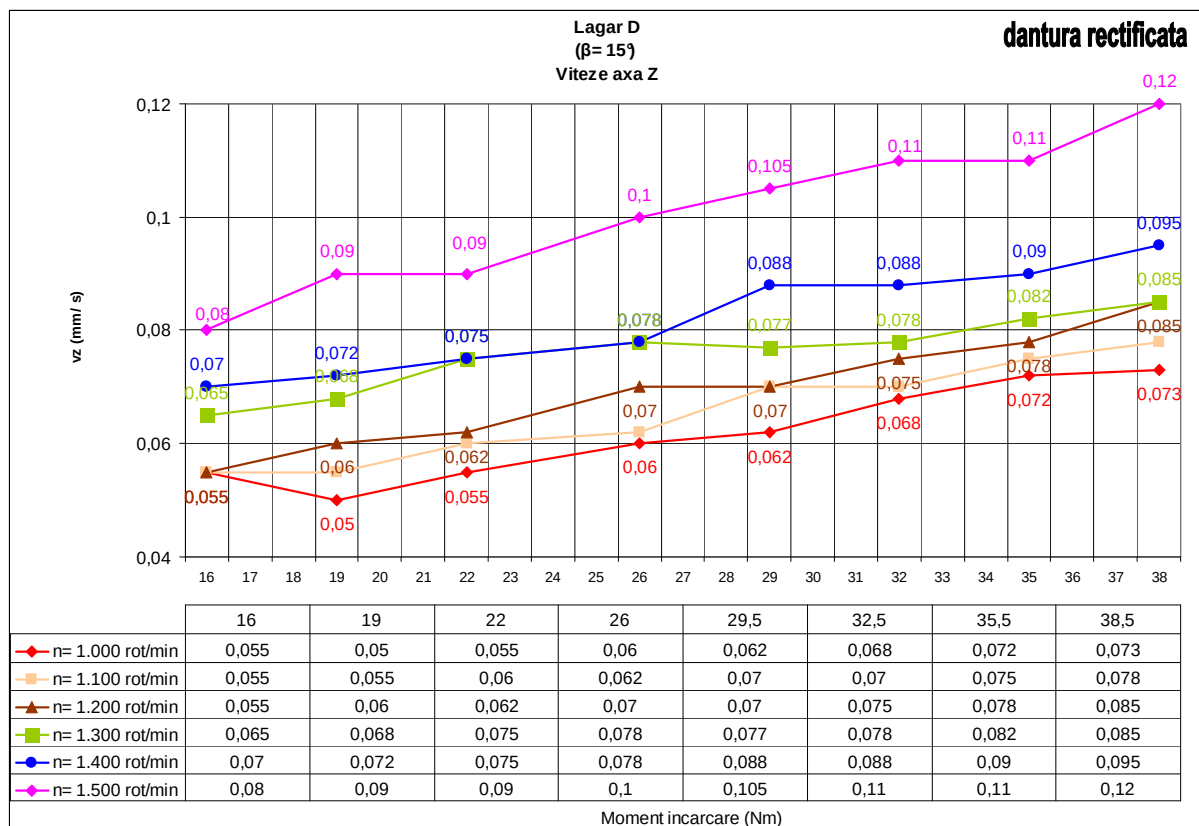


Fig. B4.14

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

C1. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=9^\circ$,
cu dantura prelucrată prin frezare și acoperită cu teflon

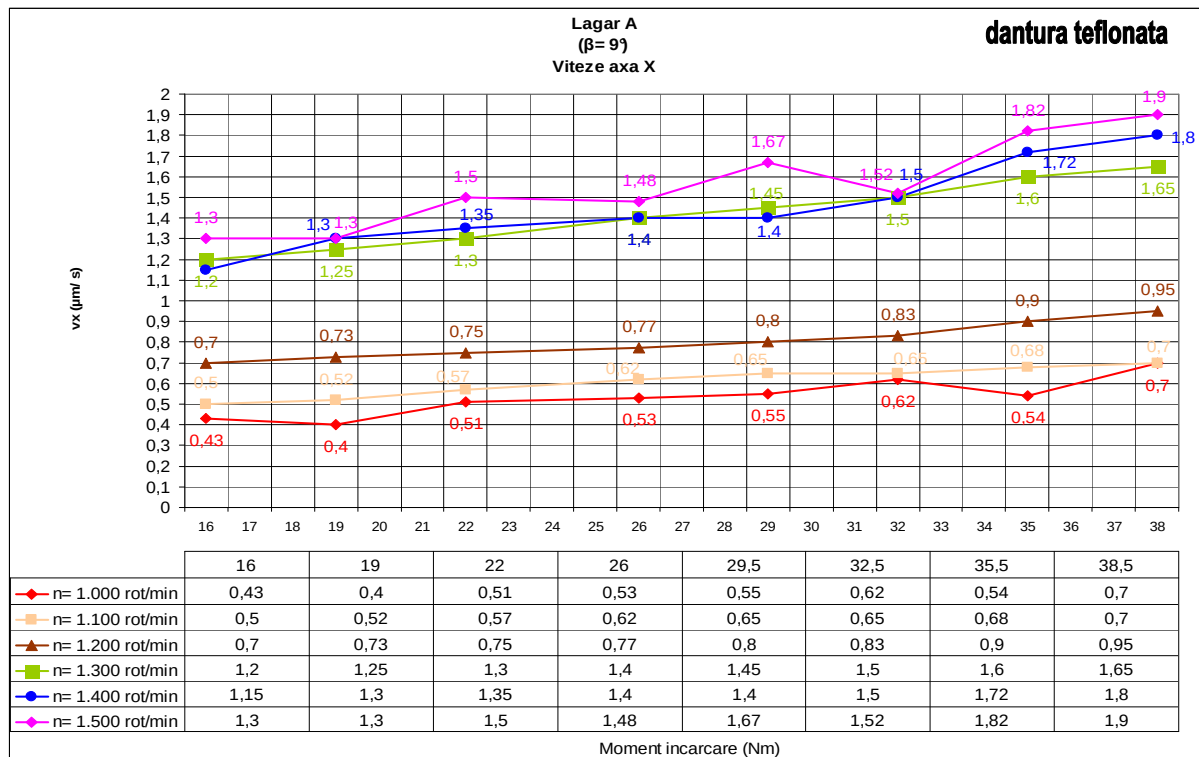


Fig. C1.1

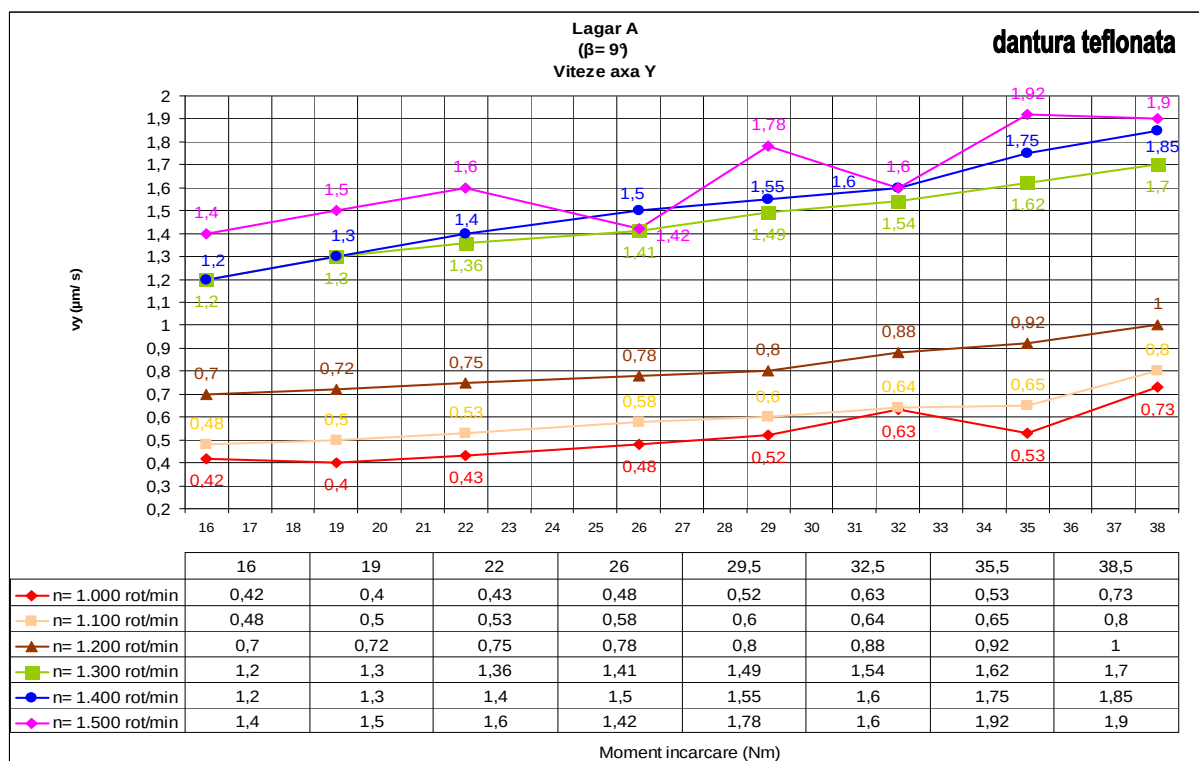


Fig. C1.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

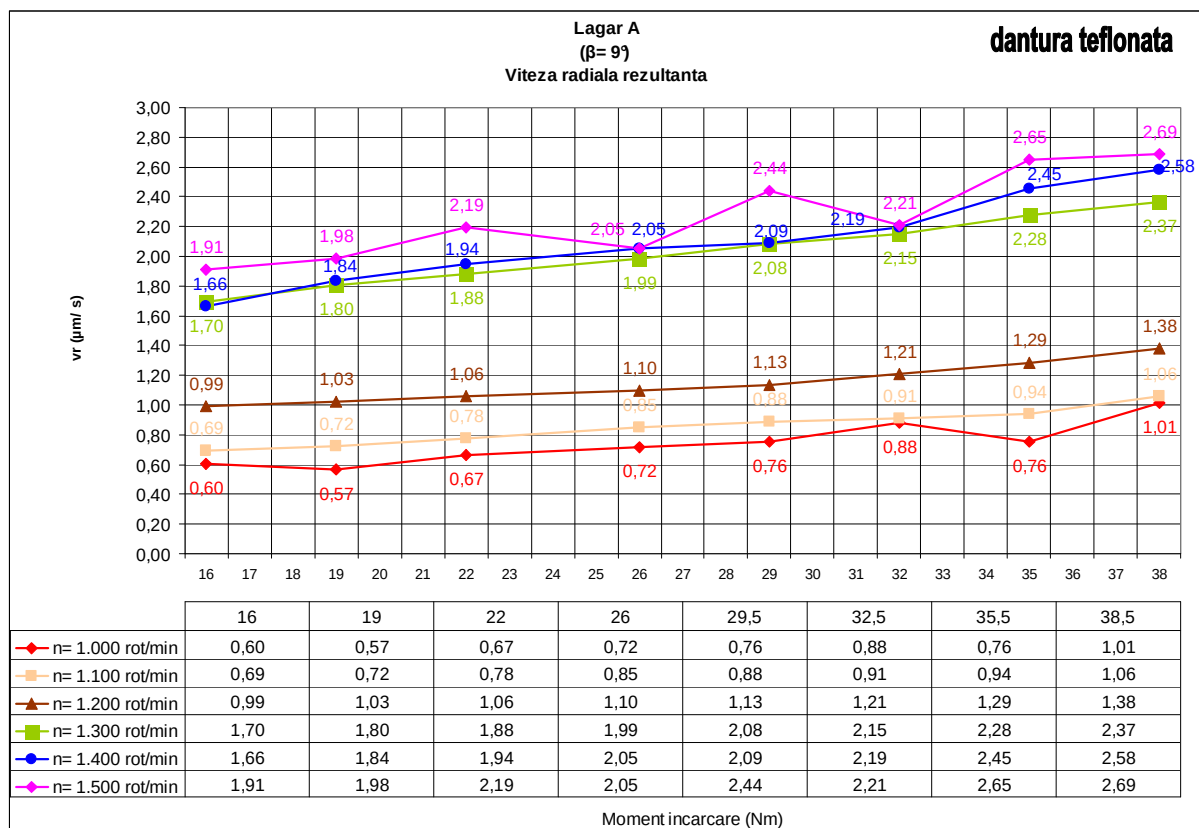


Fig. C1.3

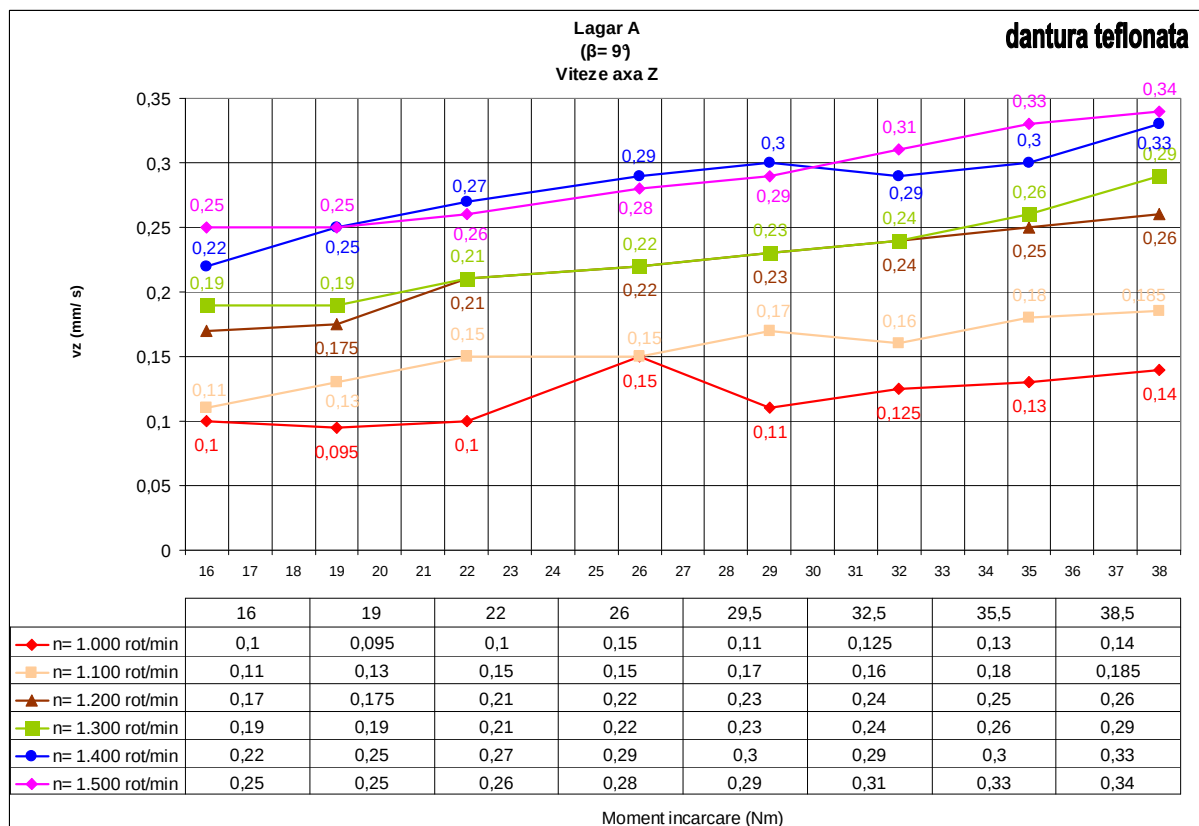


Fig. C1.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

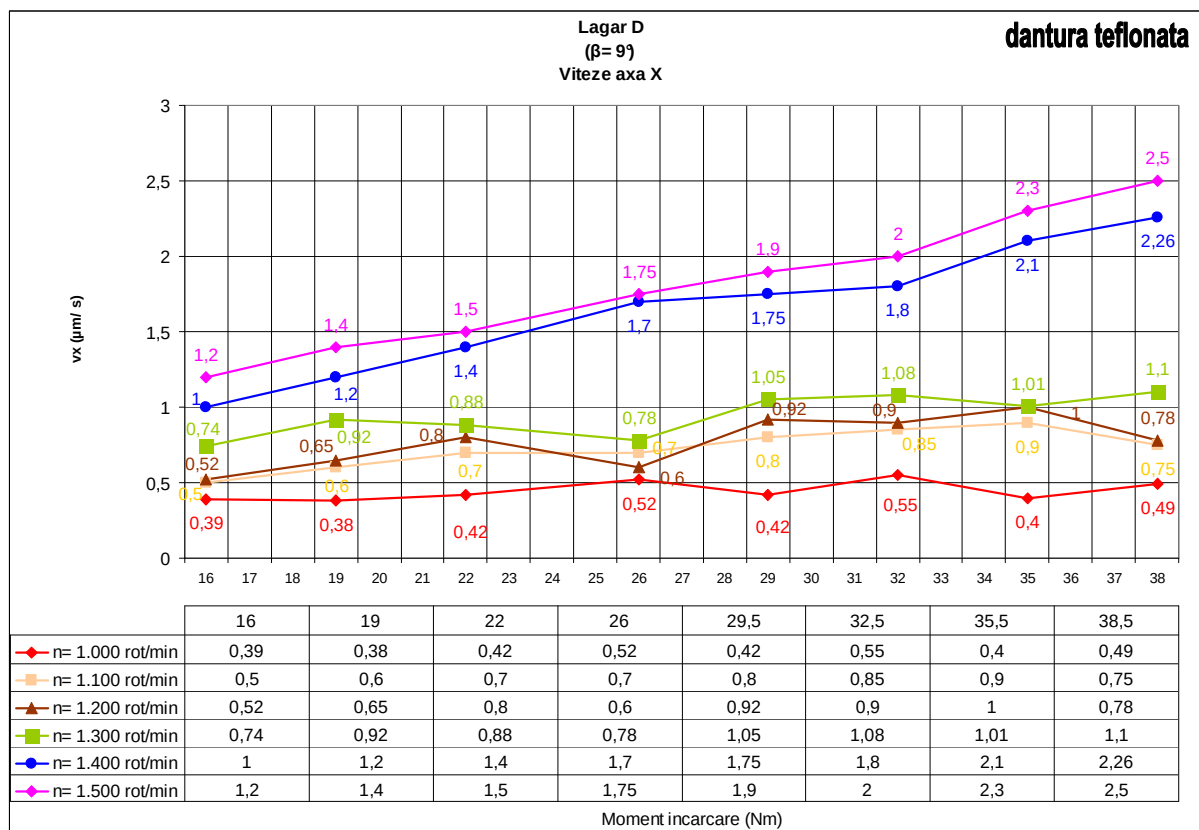


Fig. C1.5

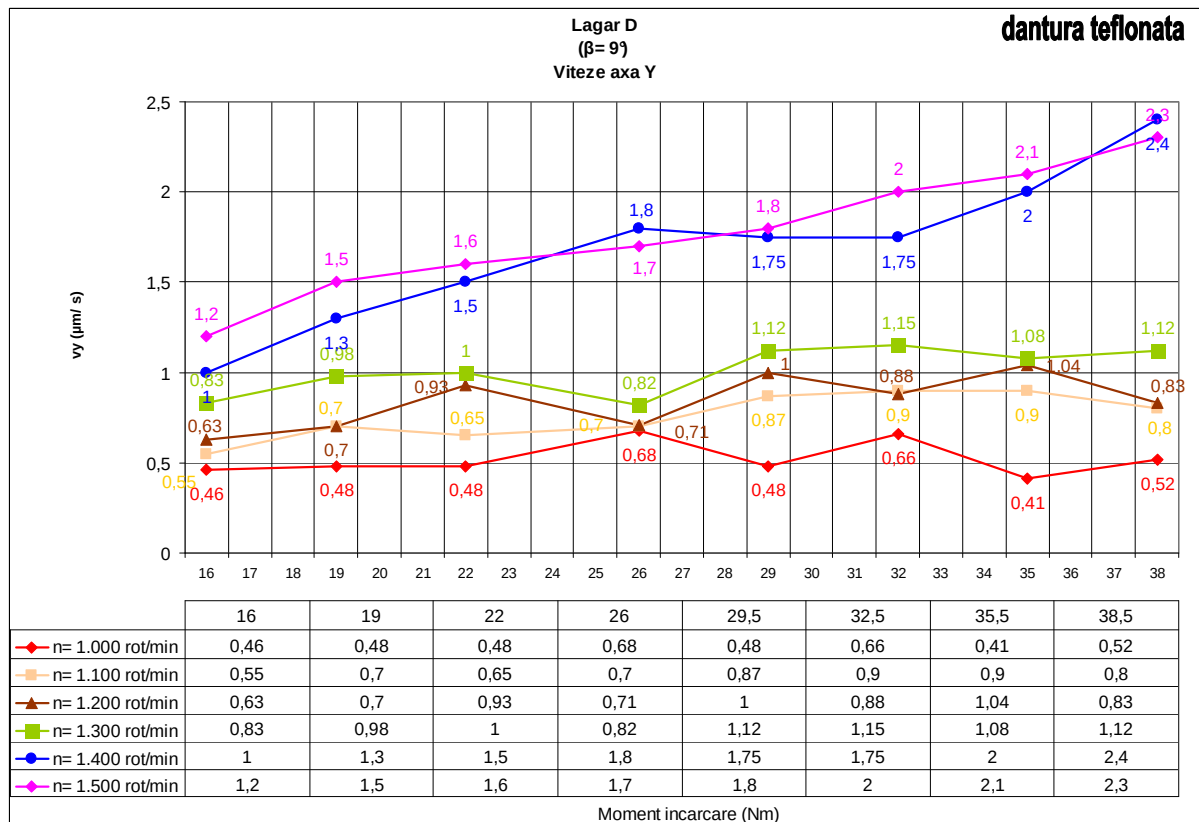


Fig. C1.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

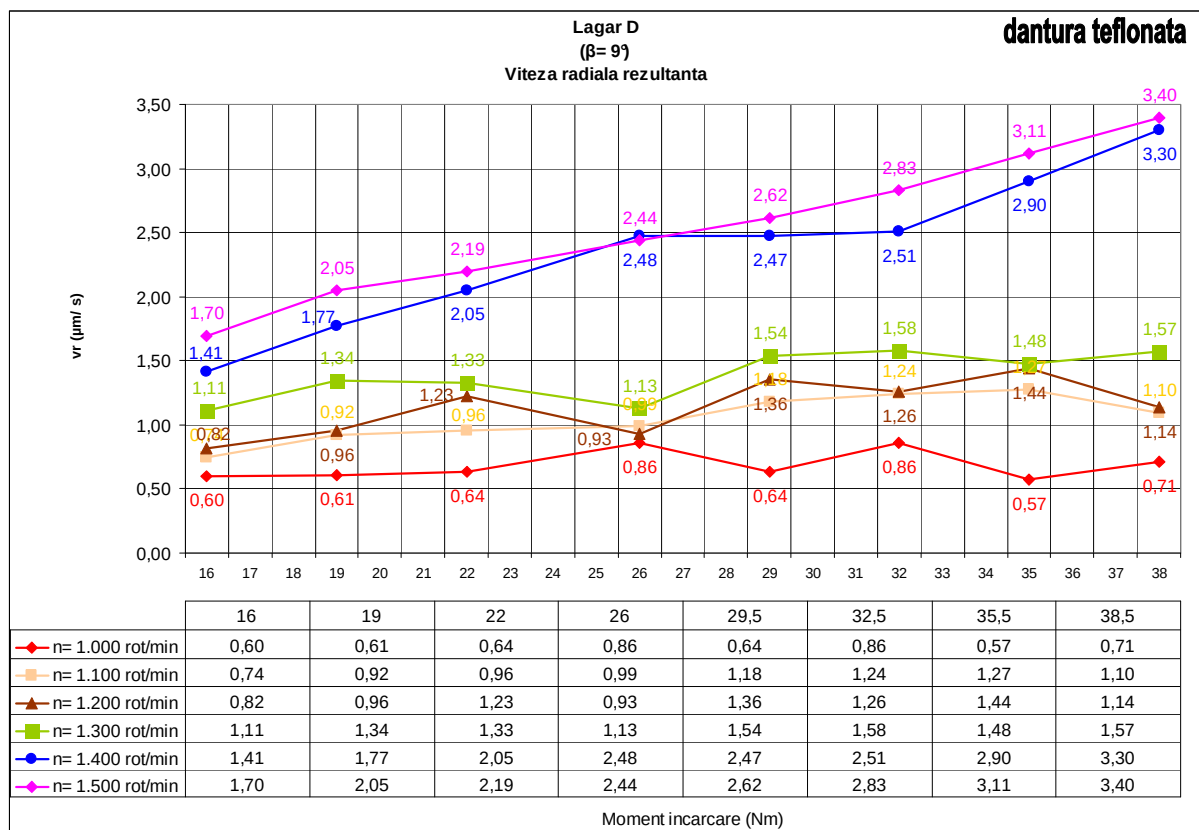


Fig. C1.7

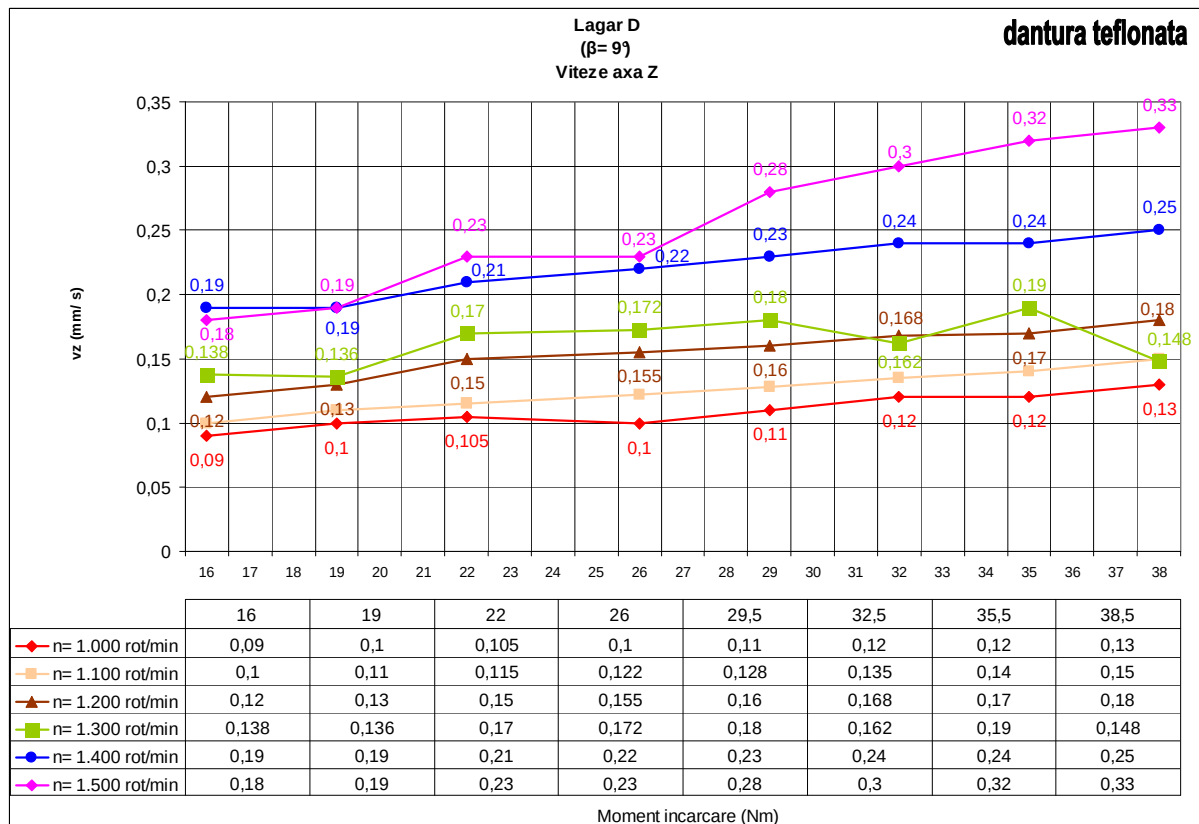


Fig. C1.8

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

C2. Măsurători efectuate pe angrenajul cu unghi de înclinație $\beta=11^\circ$,
cu dantura prelucrată prin frezare și acoperită cu teflon

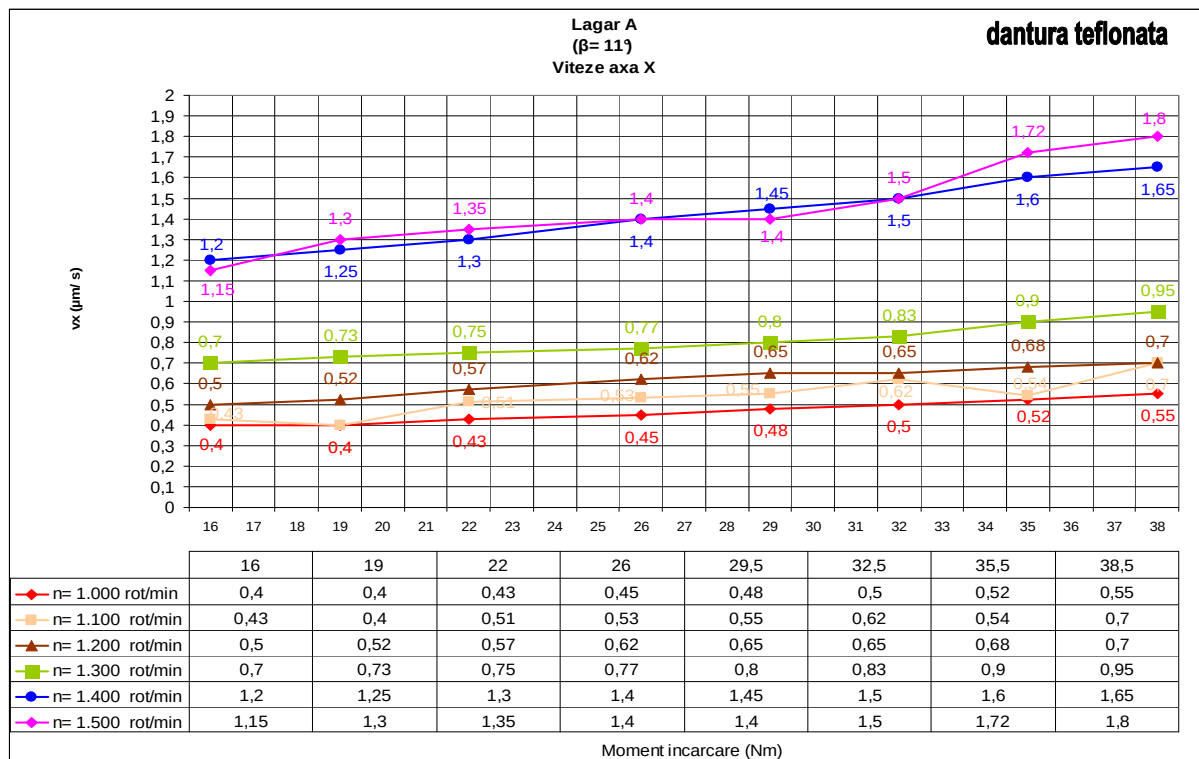


Fig. C2.1

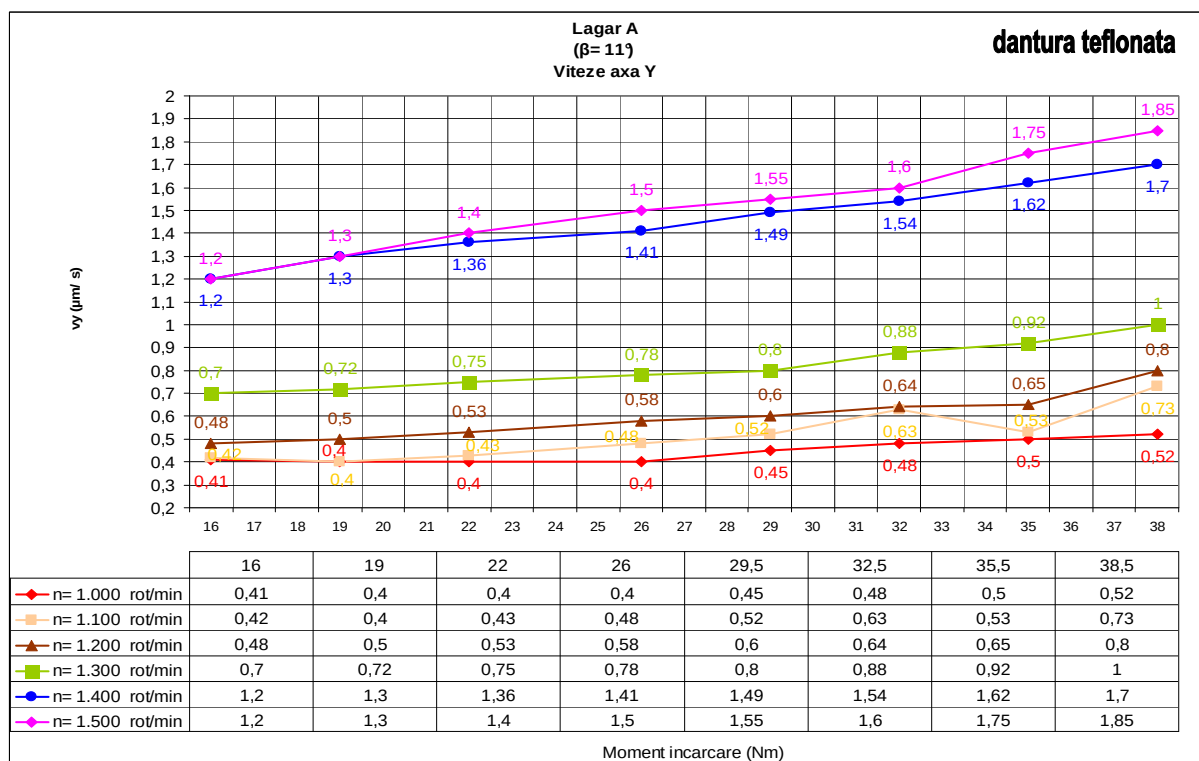


Fig. C2.2

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

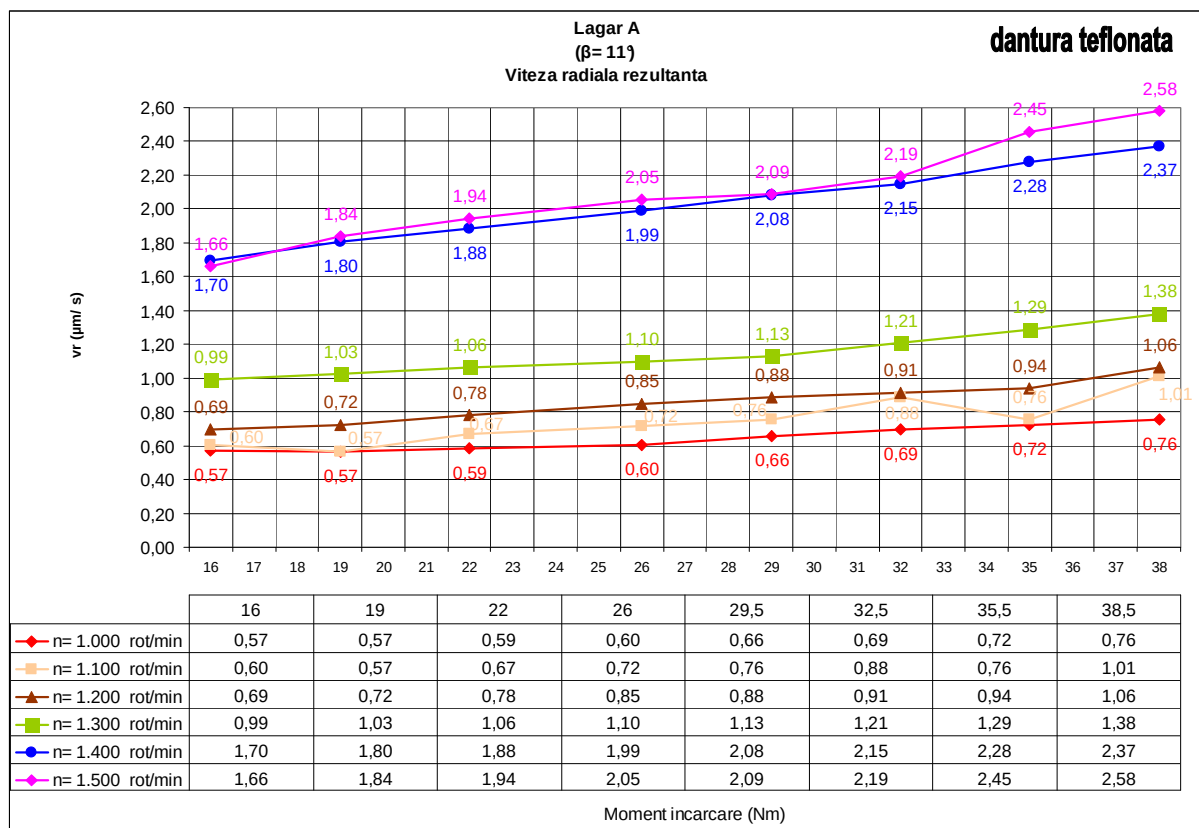


Fig. C2.3

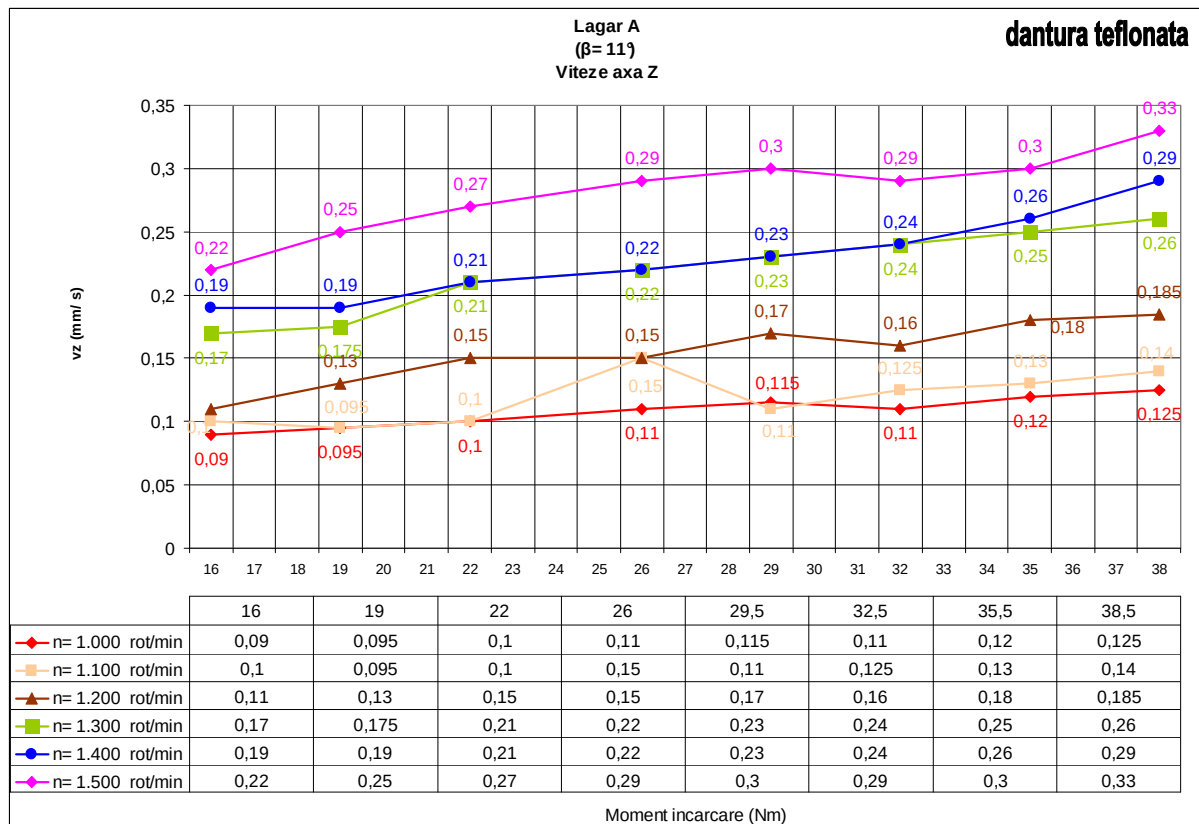


Fig. C2.4

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

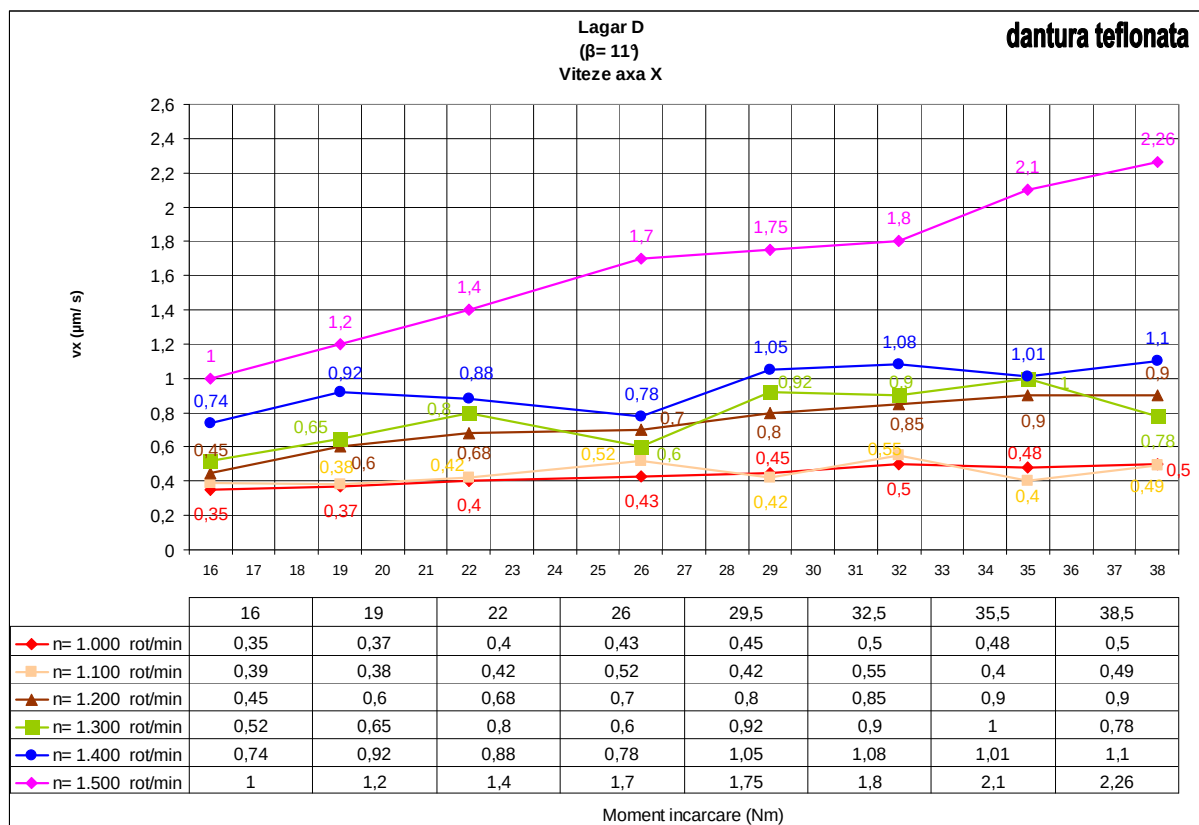


Fig. C2.5

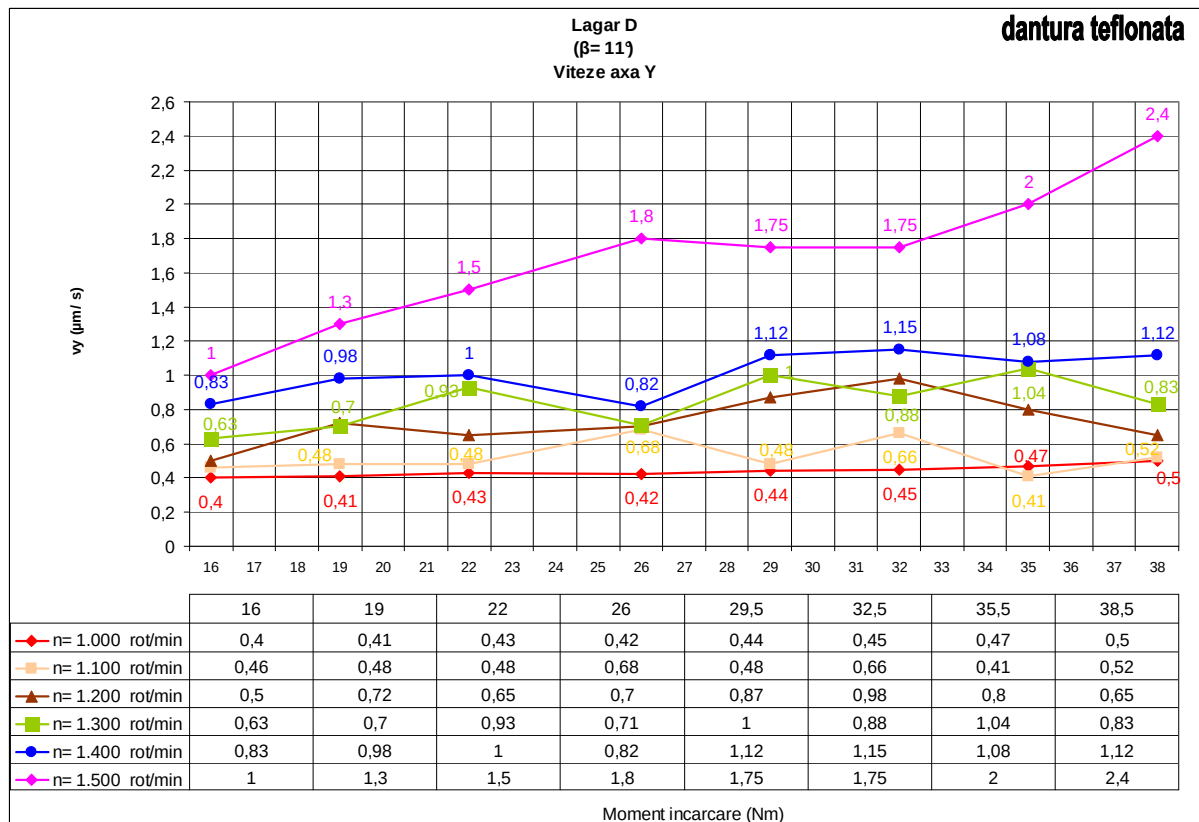


Fig. C2.6

Cercetări privind reducerea vibrațiilor în funcționarea reductoarelor cu roți dințate cilindrice

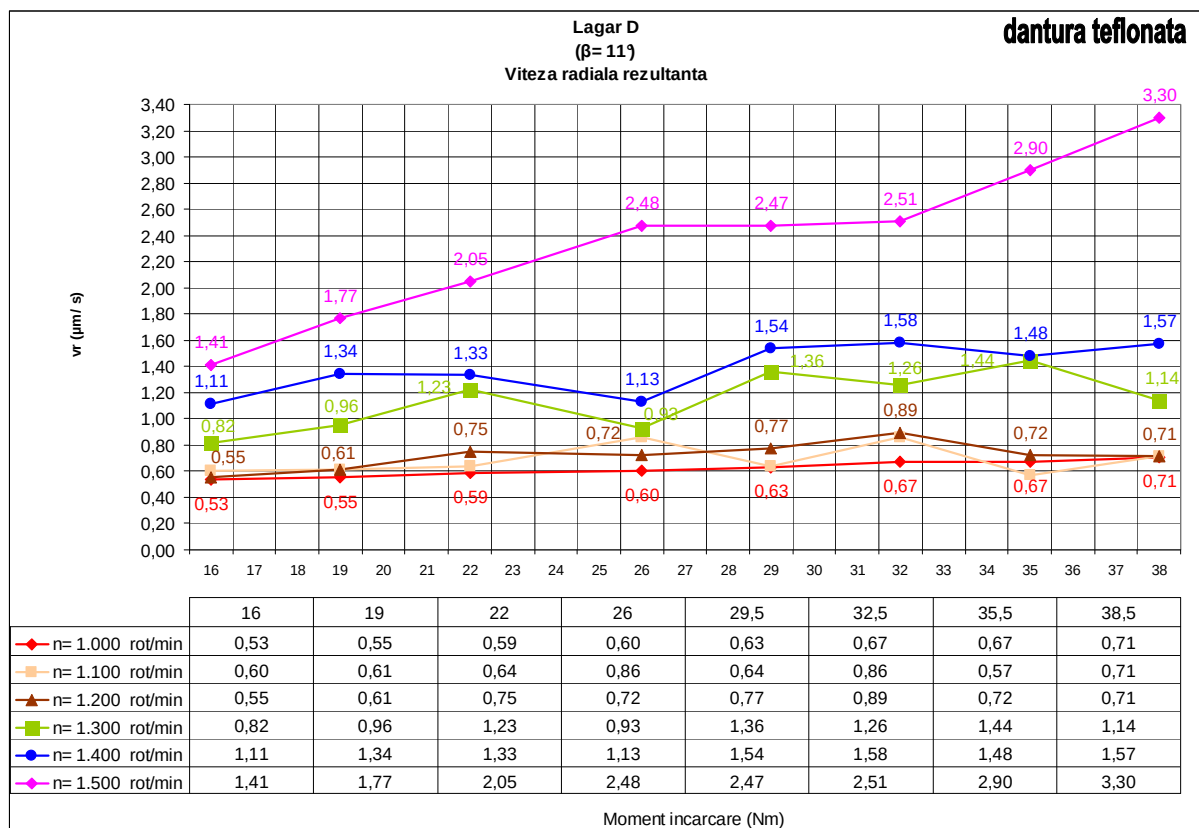


Fig. C2.7

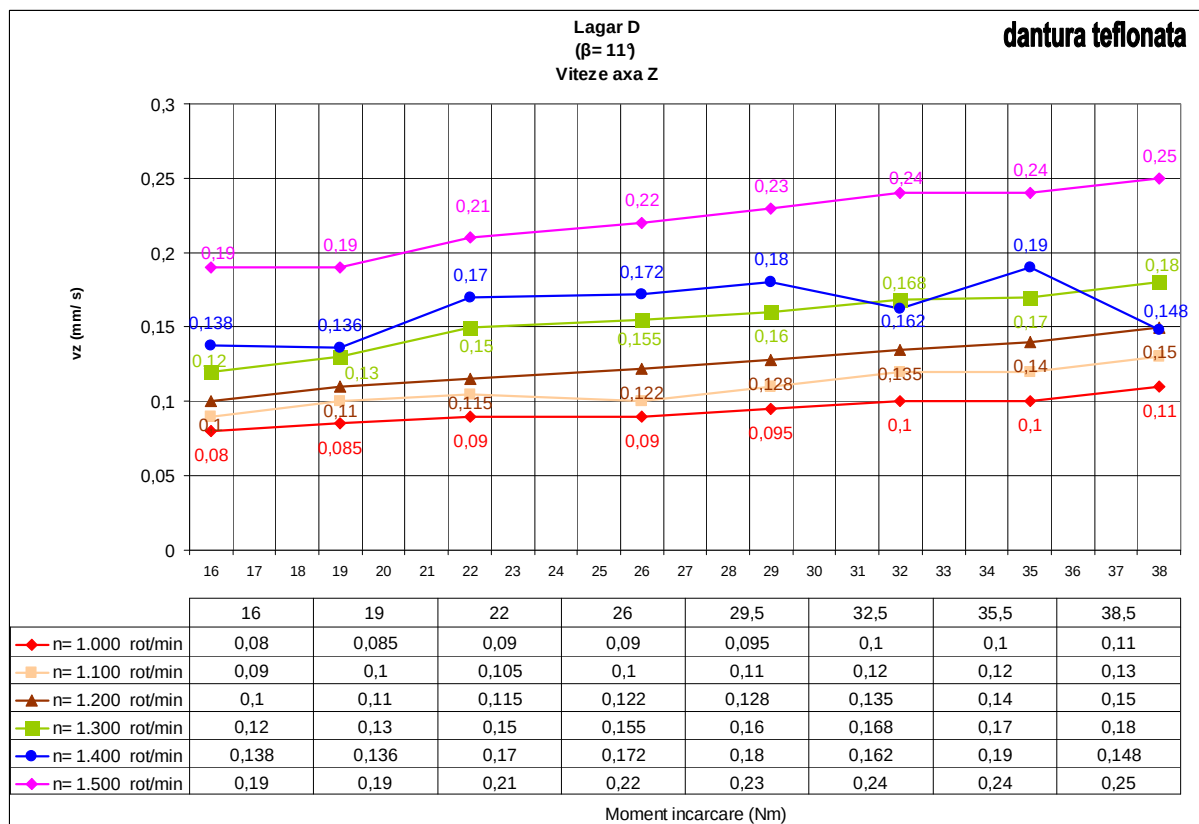


Fig. C2.8