



ROMÂNIA
MINISTERUL EDUCAȚIEI NAȚIONALE

UNIVERSITATEA „VASILE ALECSANDRI”
DIN BACĂU

Calea Mărășești, Nr. 157, Bacău 600115
Tel. +40-234-542411, tel./fax +40-234-545753

www.ub.ro; e-mail: rector@ub.ro



Ing. Paul-Alin BUTUNOI

***CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA
PARAMETRIILOR CONSTRUCTIVI ȘI
FUNCȚIONALI AI REDUCTOARELOR
PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA
ROBOȚILOR INDUSTRIALI***

- REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT -

Conducător de doctorat,
Prof. univ. dr. ing. Gheorghe STAN

Bacău, 2017



ROMÂNIA
MINISTERUL EDUCAȚIEI NAȚIONALE

UNIVERSITATEA „VASILE ALECSANDRI”
DIN BACĂU

Calea Mărășești, Nr. 157, Bacău 600115
Tel. +40-234-542411, tel./fax +40-234-545753

www.ub.ro; e-mail: rector@ub.ro



Ing. Paul-Alin BUTUNOI

***CONTRIBUȚII PRIVIND ÎMBUNĂTĂȚIREA
PARAMETRIILOR CONSTRUCTIVI ȘI
FUNCȚIONALI AI REDUCTOARELOR
PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA
ROBOȚILOR INDUSTRIALI***

- REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT -

Conducător de doctorat,
Prof. univ. dr. ing. Gheorghe STAN

Bacău, 2017

PREFAȚĂ

Lucrarea de față tratează aspectele privitoare la alegerea, studiul, calculul și proiectarea reductoarelor planetare utilizate în acționarea cuplelor cinematice ale roboților industriali. Însăși dezvoltarea continuă a automatizărilor flexibile, face de neconceput utilizarea roboților fără o transmisie cu roți dințate performantă. Aceste activități de dezvoltare în domeniul roboticii și automatizărilor flexibile au ca scop fie realizarea unui produs cu un caracter de noutate, fie perfecționarea unui produs existent prin ridicarea performanțelor acestuia. Însăși această automatizare a proceselor tehnologice, specifică utilizării roboților industriali, presupune elaborarea unor transmisii mecanice caracterizate printr-un grad înalt de fiabilitate și performanță. Tendința actuală de utilizare în acționarea cuplelor cinematice a roboților industriali, de motoare cu turație ridicată, impune necesitatea existenței unor transmisii simple, cu un număr redus de roți dințate, însă, caracterizate în același timp de rapoarte ridicate de transmitere. Soluționarea acestei probleme, utilizând transmisii clasice, nu este întotdeauna posibilă, sau, în cazul în care este posibilă, din punct de vedere teoretic, în practică se obțin transmisii cu un gabarit crescut, fiind astfel neeconomice. În baza mișcării de rotație, impuse uneia din axele angrenajului în jurul celeilalte, au rezultat multiple structuri cinematice de transmisii planetare, care dezvoltă astfel posibilitățile cinematice în ceea ce privește intervalul rapoartelor de transmitere, păstrând avantajele datorate compactității construcțiilor și a gabaritului redus. În scopul realizării acestei teze cât mai unitare și concise, a fost extins modul de studiu, plecând de la patru soluții constructive principale de reductoare planetare, elaborând o serie de concluzii și recomandări utile în activitățile de proiectare. Această lucrare oferă astfel, pe baza realizărilor teoretice și experimentale obținute, posibilitatea unei documentări la nivel înalt.

Doresc să îmi exprim respectul deosebit și aprecierea mea pentru conducătorul de doctorat **prof. univ. dr. ing. Gheorghe STAN** pentru înalta competență și devotamentul științific, precum și pentru încrederea și sfaturile acordate pe parcursul elaborării acestei teze.

Mulțumesc de asemenea domnului **prof. univ. dr. ing. Gheorghe PINTILIE**, pentru sprijinul, sfaturile acordate pe parcursul celor trei ani de studii, domnului **prof. univ. dr. ing. Petru LIVINȚI**, domnului șef lucrări **dr. ing. Radu CĂLIMAN** și domnului **prof. univ. dr. ing. Adrian GHENADI** pentru întreg sprijinul, amabilitatea, îndrumarea și încurajările acordate în diverse împrejurări.

Doresc să aduc calde mulțumiri colegilor mei pentru spiritul de echipă, promptitudinea de care au dat dovadă în momentele mai dificile și pentru tot timpul petrecut împreună. A fost o deosebită plăcere să îi am alături pe: **dr.ing. Claudiu OBREJA**, **dr. ing. Gheorghe MUSTEA**, **ing. Lucian MIHĂILĂ**, **ing. Marian FUNARU**, **ing. Dragoș ANDRIOAIA**, **ing. Robert TEACĂ**, **ing. Cătălina CIOFU**, **ing. Andrei LUNCANU**, **ing. Ana-Lăcrămioara UNGUREANU**, **ing. Cosmin GRIGORAȘ**.

Nu în ultimul rând vreau să mulțumesc întregii mele familii, precum și unei fete deosebite, **Ada**, ce mereu o voi păstra în inima mea, pentru întregul suport moral acordat, încurajările dar și pentru înțelegerea de care au dat dovadă și ajutorul pe care l-am simțit în toată această perioadă.

Autorul
Ing. Paul-Alin BUTUNOI

CUPRINS

INTRODUCERE.....	1/1
CAPITOLUL 1. STADIUL ACTUAL AL REALIZĂRILOR ȘI CERCETĂRILOR PRIVIND CONSTRUCȚIA ȘI NIVELUL DE PERFORMANȚĂ A REDUCTOARELOR UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA ROBOȚILOR INDUSTRIALI	2/2
1.1. Domenii de utilizare a roboților industriali. Avantajele roboților industriali	2/2
1.2. Soluții constructive actuale de roboți industriali	2/-
1.3. Descrierea lanțului cinematic de poziționare utilizat la roboții industriali	5/-
1.4. Structura cinematică a reductoarelor planetare utilizate în acționarea roboților industriali	11/-
1.5. Prezentarea unor soluții constructive actuale de reductoare planetare	16/-
1.5.1. Reductoare planetare monomobile cu două roți centrale și un braț port- satelit (reductoare 2K-H).....	16/-
1.5.2. Reductoare planetare monomobile cu trei roți centrale și braț port-satelit (reductoare tip 3K)	20/-
1.6. Stadiul actual al cercetărilor privind parametrii constructivi și funcționali ai reductoarelor utilizate la acționarea roboților industriali.....	21/2
1.7. Concluzii.....	35/13
1.7.1. Concluzii în urma cercetărilor și realizărilor actuale privind construcția și nivelul de performanță al roboților industriali	35/13
1.7.2. Concluzii în urma cercetărilor și realizărilor actuale privind construcția și nivelul de performanță a reductoarelor planetare utilizate în acționarea roboților industriali.....	35/14
1.7.3. Concluzii privind aprecieri critice și direcții de dezvoltare neabordate .	37/15
1.7.4. Obiective propuse în vederea întocmirii tezei de doctorat	37/15
CAPITOLUL 2. CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND VITEZELE PERIFERICE ALE TRANSMISIILOR PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA CUPLELOR CINEMATICE DE LA ROBOȚII INDUSTRIALI.....	38/16
2.1. Cercetări privind vitezele periferice pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior.....	39/17
2.2. Cercetări privind vitezele periferice pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj interior.....	43/-
2.3. Cercetări privind vitezele periferice pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj exterior	46/-
2.4. Cercetări teoretice privind vitezele periferice pentru transmisii planetare cu trei roți centrale (tip 3K).....	50/-

2.5. Recomandări privitoare la alegerea optimă a claselor de precizie în cadrul execuției elementelor componente ale transmisiilor planetare	53/-
2.6. Concluzii privind vitezele periferice ale transmisiilor planetare	56/21
CAPITOLUL 3. CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND COMPORTAMENTUL DINAMIC AL TRANSMISIILOR PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA CUPLELOR CINEMATICE DE LA ROBOȚII INDUSTRIALI	57/22
3.1. Timpii de răspuns ai unui lanț cinematic de la roboții industriali	59/-
3.2. Influența elementelor componente asupra momentului de rotație redus la arborele servomotorului pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior....	60/24
3.3. Influența elementelor componente asupra momentului de rotație redus la arborele servomotorului pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj interior	62/-
3.4. Influența elementelor componente asupra momentului de rotație redus la arborele servomotorului pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj exterior	63/-
3.5. Influența elementelor componente asupra momentului de rotație redus la arborele servomotorului pentru transmisii planetare prevăzute cu un număr de trei roți centrale (transmisii planetare 3K)	64/26
3.6. Influența formei constructive a brațului port-satelit din componența reductorului planetar asupra timpului de răspuns a lanțului cinematic	65/-
3.7. Concluzii și recomandări privind îmbunătățirea comportamentului dinamic al transmisiilor planetare.....	74/27
CAPITOLUL 4. CERCETĂRI TEORETICE PRIVITOARE LA ÎMBUNĂȚĂȚIREA RIGIDITĂȚII TORSIONALE PENTRU REDUCTOARELE PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA CUPLELOR CINEMATICE DE LA ROBOȚII INDUSTRIALI	76/28
4.1. Cercetări teoretice privitoare la îmbunătățirea rigidității lagărelor pentru transmisiile planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior.....	77/29
4.2. Cercetări teoretice privitoare la îmbunătățirea rigidității lagărelor pentru transmisiile planetare 2K-H cu angrenaj interior.....	84/-
4.3. Cercetări teoretice privitoare la îmbunătățirea rigidității lagărelor pentru transmisiile planetare 2K-H cu angrenaj exterior	87/-
4.4. Cercetări teoretice privitoare la îmbunătățirea rigidității torsionale pentru transmisiile planetare cu trei roți centrale (tip 3K)	89/-
4.5. Concluzii și recomandări privind îmbunătățirea rigidității torsionale ale reductoarelor planetare utilizate în construcția roboților industriali.....	91/-
CAPITOLUL 5. CERCETĂRI PRIVIND MINIMIZAREA JOCULUI DIN ANGRENARE LA REDUCTOARELE PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA ROBOȚILOR INDUSTRIALI.....	94/39
5.1. Cercetări teoretice privind jocul din angrenare pentru transmisiile planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior	97/41

5.2. Cercetări teoretice privind jocurile din angrenare pentru transmisiile planetare 2K-H cu angrenaj interior	100/-
5.3. Cercetări teoretice privind jocul din angrenare pentru transmisiile planetare 2K-H cu angrenaj exterior	103/-
5.4. Cercetări teoretice privind jocul din angrenare pentru transmisiile planetare cu trei roți centrale (tip 3K)	106/-
5.5. Concluzii privind minimizarea jocului din angrenajele planetare	109/45
5.6. Concluzii finale privind cercetările teoretice privitoare la parametrii constructivi și funcționali ai transmisiilor planetare utilizate în acționarea roboților industriali....	110/46
CAPITOLUL 6. STANDUL DE ÎNCERCĂRI ȘI PROCEDURILE DE MĂSURĂ ȘI ACHIZIȚIE DATE	112/48
6.1. Structura și principiul de funcționare a standului de încercări experimentale..	114/50
6.2. Prezentarea reductorului planetar supus încercărilor experimentale	117/-
6.3. Descrierea procedurilor de măsură și achiziție a datelor experimentale	120/-
6.3.1. Procedura de măsură și achiziție de date pentru determinarea regimului tranzitoriu	120/-
6.3.2. Procedura de măsură și achiziție date a vitezei variației amplitudinii vibrațiilor la nivelul transmisiei planetare.....	122/-
6.3.3. Procedura de măsură și achiziție date corespunzătoare distribuției temperaturilor la nivelul transmisiei planetare.....	123/-
6.3.4. Procedura de măsură și achiziție de date corespunzătoare variației nivelului de zgomot la nivelul transmisiei planetare	123/-
6.3.5. Procedura de măsură și achiziție de date corespunzătoare măsurării rigidității transmisiei planetare	123/-
6.4. Calibrarea aparaturii de măsură utilizate	125/-
6.4.1. Calibrarea și etalonarea interferometrului laser Renishaw ML10.....	125/-
6.4.2. Calibrarea și etalonarea analizorului de vibrații SVAN 956.....	125/-
6.4.3. Calibrarea și etalonarea analizorului acustic Quest 210.....	126/-
6.4.4. Calibrarea camerei de termoviziune FLIR A325 și a momentului rezistent la arborele de ieșire al reductorului planetar	126/-
6.5. Descrierea metodologiei realizării încercărilor experimentale	127/-
CAPITOLUL 7. REZULTATELE CERCETĂRILOR EXPERIMENTALE EFECTUATE CU PRIVIRE LA ÎMBUNĂTĂȚIREA PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI ȘI FUNCȚIONALI AI TRANSMISIILOR PLANETARE	128/53
7.1. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la mers în gol asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot.....	128/53

7.2. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la sarcină de 0,041 [daN·m] asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot	133/58
7.3. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la sarcină de 0,083 [daN·m] asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot	136/-
7.4. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la sarcină de 0,125 [daN·m] asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot	139/-
7.5. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la sarcină de 0,167 [daN·m] asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot	143/-
7.6. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la sarcină de 0,229 [daN·m] asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot	146/-
7.7. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la sarcină de 0,292 [daN·m] asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot	149/-
7.8. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare și sarcinii aplicate la arborele de ieșire asupra distribuției temperaturii la nivelul transmisiei planetare	154/63
7.9. Rezultate privind influența momentului rezistent aplicat arborelui de ieșire a transmisiei planetare asupra rigidității torsionale	156/66
CAPITOLUL 8. CONCLUZII FINALE, RECOMANDĂRI ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE	160/70
8.1. Concluzii finale și recomandări	160/70
8.2. Contribuții originale.....	163/73
BIBLIOGRAFIE	165/75

Observație: Numerotarea capitolelor, figurilor, relațiilor matematice și tabelelor utilizate în rezumatul lucrării este cea corespunzătoare tezei de doctorat.

INTRODUCERE

Importanța roboților industriali este justificată prin faptul că domeniile de utilizare ale acestora se află într-o continuă extindere, prezentând unul din factorii decizionali în ceea ce privește procesul de perfecționare și dezvoltare a industriei. Se poate afirma astfel că progresul realizat în ceea ce privește construcția roboților industriali, este determinat de către strategiile de dezvoltare și îmbunătățire continuă a performanțelor transmisiilor planetare cu roți dințate utilizate în acționarea cuplelor cinematice. De asemenea, implementarea servoacționărilor bazate pe convertizoare de frecvență și motoare de curent alternativ, oferă o bună comportare dinamică și domenii largi de variație a vitezei de deplasare a elementului mobil, avantaje asociate cu o gamă largă de posibilități cinematice, specifice reductoarelor planetare [144].

Cercetările prezentate în cadrul acestei lucrări au rolul de a aduce o serie de contribuții privind cercetarea pe cale teoretică și experimentală a parametrilor constructivi și funcționali ai reductoarelor planetare utilizate în acționarea roboților industriali, precum și stabilirea unor strategii de optimizare a acestor parametri. Aceste cercetări își găsesc directă aplicare atât în cadrul proiectării cât și exploatarea roboților industriali ce utilizează cinematica în buclă închisă. Mai mult chiar, optimizarea parametrilor constructivi și funcționali ai reductoarelor planetare utilizate în acționarea roboților industriali reprezintă o problemă importantă, ținând seama de faptul că precizia de poziționare a acestora atinge un nivel de performanță ridicat [142, 143 144].

În marea diversitate a transmisiilor ce pot fi utilizate în acționarea cuplelor cinematice a roboților industriali, transmisiile planetare sunt caracterizate de o serie de avantaje date de compactitate, coaxialitatea arborilor de intrare și ieșire, capacitate portantă mare, randament ridicat, posibilitatea obținerii unor rapoarte mari de transmitere și funcționare liniștită [22, 48, 51, 65, 112, 157]. De asemenea, la reductoarele planetare, jocurile din timpul funcționării sunt reduse semnificativ, comparativ cu alte variante de reductoare. Se poate spune astfel că performanțele actuale ale roboților industriali nu pot fi valorificate pe deplin fără existența unei transmisii cu roți dințate care să îndeplinească o serie de cerințe de calitate, cum ar fi jocul și gabaritul reduse, însă în același timp raportul de transmitere, randamentul, precum și rigiditatea torsională să aibă valori ridicate. Necesitatea utilizării unor reductoare performante în acționarea electrică a cuplelor cinematice de la roboții industriali folosind servomotoare de curent alternativ, rezultă și din faptul că aceste servomotoare au turații ridicate ce depășesc valoarea de 3000 [rot/min], iar menținerea unui moment de torsiune ridicat impune reducerea acestei turații. Prin urmare, necesitatea utilizării unui reductor performant ce asigură un raport de transmitere mare dar în același timp, la un gabarit redus, în scopul obținerii unor performanțe dinamice superioare, devine evidentă.

O influență importantă asupra preciziei de poziționare a lanțului cinematic de la roboții industriali prezintă însăși poziționarea reductorului planetar în cadrul buclei de poziție a lanțului cinematic, prin posibilitatea compensării jocului. În acest sens, compensarea jocului poate fi realizată fie mecanic, în situația când reductorul planetar nu este inclus în bucla de poziție fie electronic, caz în care reductorul planetar este inclus în bucla de poziție a lanțului cinematic. Aceasta din urmă este caracterizată de simplitate și siguranță, în ceea ce privește îmbunătățirea preciziei de poziționare a roboților industriali [144].

CAPITOLUL 1

STADIUL ACTUAL AL REALIZĂRILOR ȘI CERCETĂRILOR PRIVIND CONSTRUCȚIA ȘI NIVELUL DE PERFORMANȚĂ A REDUCTOARELOR UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA ROBOȚILOR INDUSTRIALI

Conform standardului ISO 9283:2004 [174], robotul industrial reprezintă un manipulator universal controlat automat, reprogramabil, având un număr de trei sau mai multe axe, care poate să fie fix sau mobil și care este destinat utilizării în domeniul automatizărilor industriale.

1.1. Domenii de utilizare a roboților industriali. Avantajele roboților industriali

În funcție de domeniile de utilizare a roboților industriali, se pot deosebi roboți industriali specializați și roboți industriali universali [44, 162, 167]. Roboții industriali specializați sunt acei roboți industriali destinați unor procese tehnologice determinate (cum sunt, de exemplu, roboții industriali pentru alimentarea cu piese sau scule a mașinilor-unelte, roboții pentru deservirea utilajelor de forjă și presare sau roboții de transport), iar roboții industriali universali sunt destinați unor operații tehnologice având un caracter divers, deservind utilaje tehnologice cu cele mai diferite destinații [142, 167]. Roboții industriali universali sunt astfel destinați unor operații de sudare, vopsire și acoperiri superficiale, precum și operații de montaj. În comparație cu roboții industriali specializați, aceștia prezintă un număr mai mare de grade de libertate, fiind, în același timp, înzestrați cu sisteme complexe de comandă și control [142, 167]. Alegerea optimă a tipului robotului ce urmează a fi implementat în cadrul unui proces determinat are în vedere sarcina manipulată de către robot precum și precizia cu care se cere realizată traiectoria și poziția obiectului manipulat.

Avantajele principale ce pot fi obținute în urma automatizării flexibile a proceselor tehnologice, prin utilizarea roboților industriali, sunt [44, 96, 103, 146, 147, 160, 162, 167]:

- Posibilitatea utilizării roboților universali în diferite scopuri, prin urmare investițiile nu mai sunt limitate la o aplicație concretă;
- Reducerea considerabilă a timpilor necesari pregătirii fabricației;
- Utilizarea în fabricarea roboților industriali a unor componente comune pentru un număr mare de roboți, fapt ce permite producerea acestora în serii mici, cu un efect favorabil în ceea ce privește reducerea costurilor și creșterea fiabilității.

Din cele afirmate mai sus, rezultă faptul că roboții industriali sunt elemente cu un caracter ridicat de noutate, ale căror utilizare industrială este justificată doar însoțită de modificări substanțiale în structura procesului de producție [142, 167].

1.6. Stadiul actual al cercetărilor privind parametrii constructivi și funcționali ai reductoarelor utilizate la acționarea roboților industriali

Cercetările efectuate de către CSOBAN ș.a [50] cu privire la randamentul transmisiilor planetare, arată faptul că în situația în care roțile centrale ale transmisiei planetare sunt echilibrate în mod corespunzător de către componentele radiale ale forțelor din angrenare, pierderile prin frecare nu vor depinde de sarcina aplicată.

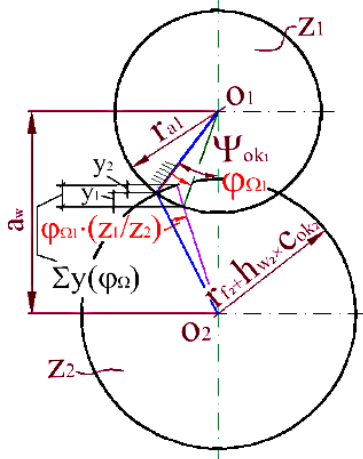


Figura 1.12. Modelul geometric pentru calculul pierderilor prin expulzare pentru angrenajul exterior[50]

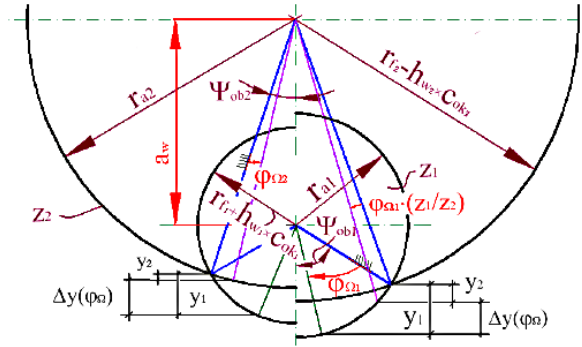


Figura 1.13. Modelul geometric pentru calculul pierderilor prin expulzare pentru angrenajul interior[50]

Pierderea totală de putere datorată barbotării lubrifianului este compusă din pierderea de putere datorată expulzării lubrifianului și pierderea de putere prin împrôșcarea acestuia. Aceasta, la rândul ei, poate fi calculată pentru cazul angrenajului exterior (figura 1.12) respectiv interior (figura 1.13) [50]. Pe măsură ce dinții roții roții centrale pătrund în golurile roții satelit, volumul suplimentar de lubrifiant este expulzat din golurile dinților, conform modelului geometric prezentat în figura 1.12, în cazul angrenajului format din roată centrală-roată satelit (angrenaj exterior) și figura 1.13, în cazul angrenajului format din roata-satelit și coroana dințată (angrenaj interior). Pierderile medii de putere generate de expulzarea lubrifianului pot fi calculate cu ajutorul ecuațiilor (1.1) [50], ținând seama de secțiunea transversală A_{eyti} corespunzătoare debitului volumic precum și de valoarea acestuia funcție de timp.

$$\zeta_i \geq \Omega_i$$

$$P_{\text{exp}} = \frac{\rho}{\zeta_i} \cdot \int_0^{\Omega_i} \frac{\dot{V}_{0ki}^3(\varphi_{\Omega})}{A_{eyti}^2(\varphi_{\Omega})} d\varphi_{\Omega}$$

$$\zeta_i < \Omega_i$$

$$P_{\text{exp}} = \frac{\rho}{\Omega_i} \cdot \left(\int_0^{\Omega_i} \frac{\dot{V}_{0ki}^3(\varphi_{\Omega})}{A_{eyti}^2(\varphi_{\Omega})} d\varphi_{\Omega} + \int_{\Omega_i - \zeta_i}^{\Omega_i} \frac{\dot{V}_{0ki}^3(\varphi_{\Omega})}{A_{eyti}^2(\varphi_{\Omega})} d\varphi_{\Omega} \right) \quad (1.1)$$

unde: ρ - densitatea uleiului [kg/m^3]; φ_{Ω} - unghiul de rotație al roții centrale sau roții-satelit [$^{\circ}$]; Ω - unghiul de rotire a dintelui roții dințate [$^{\circ}$]; V_{ok} – debitul lubrifianului, necesar calculului pierderilor prin expulzare [m^3/s]; A_{eyti} – secțiunea transversală corespunzătoare debitului de lubrifiant [m^2] iar ζ reprezintă unghiul danturii [$^{\circ}$].

În ceea ce privește pierderile de putere datorate împrôșcării lubrifianului, figura 1.14, cercetătorul face precizarea că are loc scufundarea roților-satelit în baia de lubrifiant în timp ce execută mișcarea de rotație în jurul arborilor coaxiali de intrare și ieșire a transmisiei.

Datorită acestei mișcări de revoluție și, în același timp, ca urmare a rotației roților satelit în jurul axelor proprii, acestea sunt scufundate în baia de lubrifiant cu o viteză tangențială cu

valoare destul de ridicată. Corpul roții dințate lovește suprafața lubrifianțului mărind astfel cantitatea de lubrifianț ce pătrunde în golurile dintre dinți.

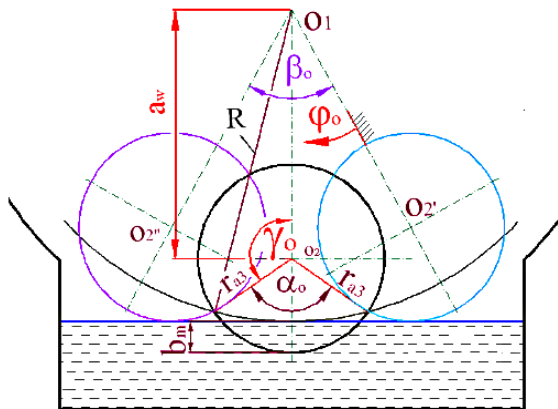


Figura 1.14. Modelul geometric pentru calculul pierderilor prin împrăscare [50]

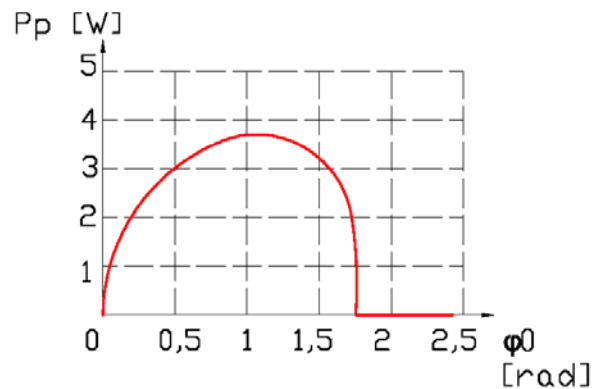


Figura 1.15. Pierderea de putere calculată P_p în funcție de unghiul de rotație φ_0 al brațului port-satelit [50]

Autorul precizează că aceste pierderi de putere se transformă în căldură, astfel că temperaturile de lucru ale transmisiilor planetare trebuie luate în considerare ținând seama de pierderile de putere dependente și independente de sarcina de lucru. O reprezentare grafică a pierderii de putere în funcție de unghiul de rotație a brațului port-satelit este prezentată în figura 1.15 [50]. Rezultatele obținute de către cercetători arată faptul că pierderea de putere calculată P_p are valoarea maximă în cazul în care unghiul de rotație a brațului port-satelit are valorile cuprinse între 1-1,2 [rad]. Aceste valori corespund situației când roata-satelit se află scufundată în baia de lubrifianț.

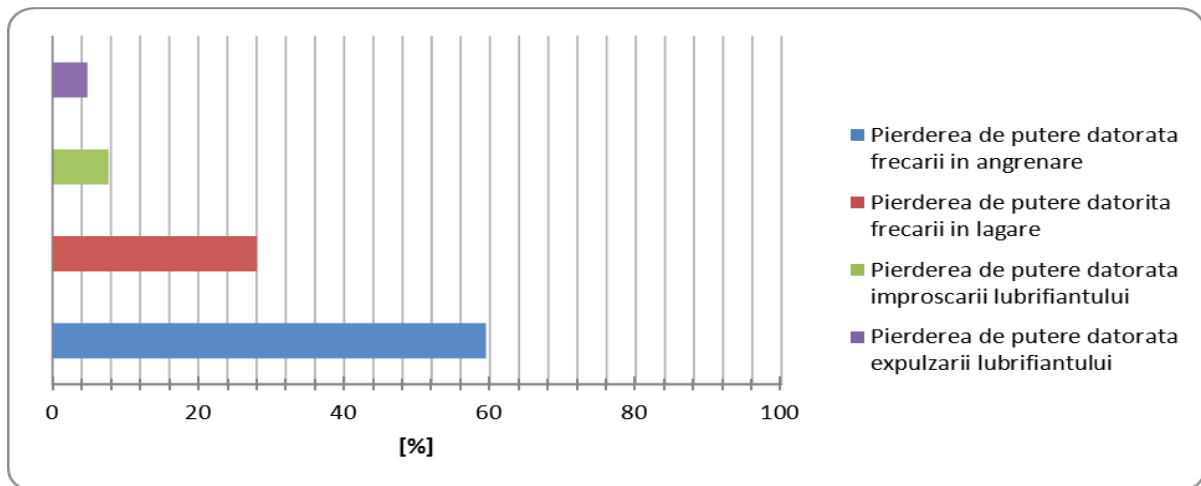


Figura 1.16. Ponderea pierderilor de putere asupra randamentului total al unei transmisiuni planetare [50]

În baza metodei elaborate, autorii concluzionează faptul că pierderile de putere prezentate pot fi determinate pentru toate structurile de transmisiuni planetare cu roți dințate și, în același timp, este posibilă stabilirea ponderii fiecăreia în cadrul valorii totale a randamentului. În cazul unei transmisiuni planetare uzuale, în lucrarea [50] se prezintă ponderea pierderilor de putere asupra randamentului total, conform figurii 1.16, remarcându-se faptul că ponderea cea mai mare o are pierderea de putere datorată frecării în angrenare [50].

De asemenea, rezultatele experimentale au arătat faptul că pierderile de putere din lagăre de valorile cele mai mari, au loc la nivelul arborelui de intrare al transmisiunii planetare,

acesta, având viteză ridicată, influența pierderilor de putere de pe arborele condus al transmisiei planetare fiind mai mică. S-a constatat, de asemenea, faptul că pierderile de putere din lagărele transmisiei planetare cresc odată cu valoarea raportului de transmitere al reductorului planetar, aceste pierderi de putere ajungând, așa cum se observă în diagrama prezentată în figura 1.16, la valori de până la 30% din totalul pierderilor, fiind influențate de tipul rulmenților și valoarea raportului de transmitere.

S-a constatat, de asemenea, în urma cercetărilor experimentale, faptul că pierderile de putere produse prin expulzarea lubrifianului sunt influențate de către vâscozitatea acestuia, viteza periferică a roții dințate imersate în ulei, nivelul imersării în ulei precum și de volumul băii de lubrifian.

O metodă de cercetare a randamentului transmisiilor planetare este propusă de către cercetătorii SRINATH ș.a. [135]. Această metodă este, însă, simplificată în sensul că ia în considerare doar pierderile de putere în angrenare.

Convenția utilizată de către autor în ceea ce privește reprezentarea prin grafuri este aceea că un element ce aparține transmisiei, de forma unei roți dințate sau unui braț port satelit este reprezentat de un nod al grafului, în timp ce legăturile cinematice existente între aceste elemente sunt reprezentate de muchii. În cadrul transmisiilor cu roți dințate, se pot identifica două tipuri de legături cinematice: între elemente ce execută doar mișcare de rotație, fără angrenare și între elementele aflate în angrenare (roțile dințate) [135].

În acest sens, perechile de angrenaje din componența transmisiei pot fi dispuse în serie, paralel și mixt. Autorul prezintă, de asemenea, o formulă de calcul a randamentului unei perechi de roți dințate din componența unei transmisii în funcție de numărul de dinți, dată de relația (1.2) [135]:

$$\eta = 1 - \frac{\pi \cdot \mu (z_1 + z_2)}{z_1 \cdot z_2} \quad (1.2)$$

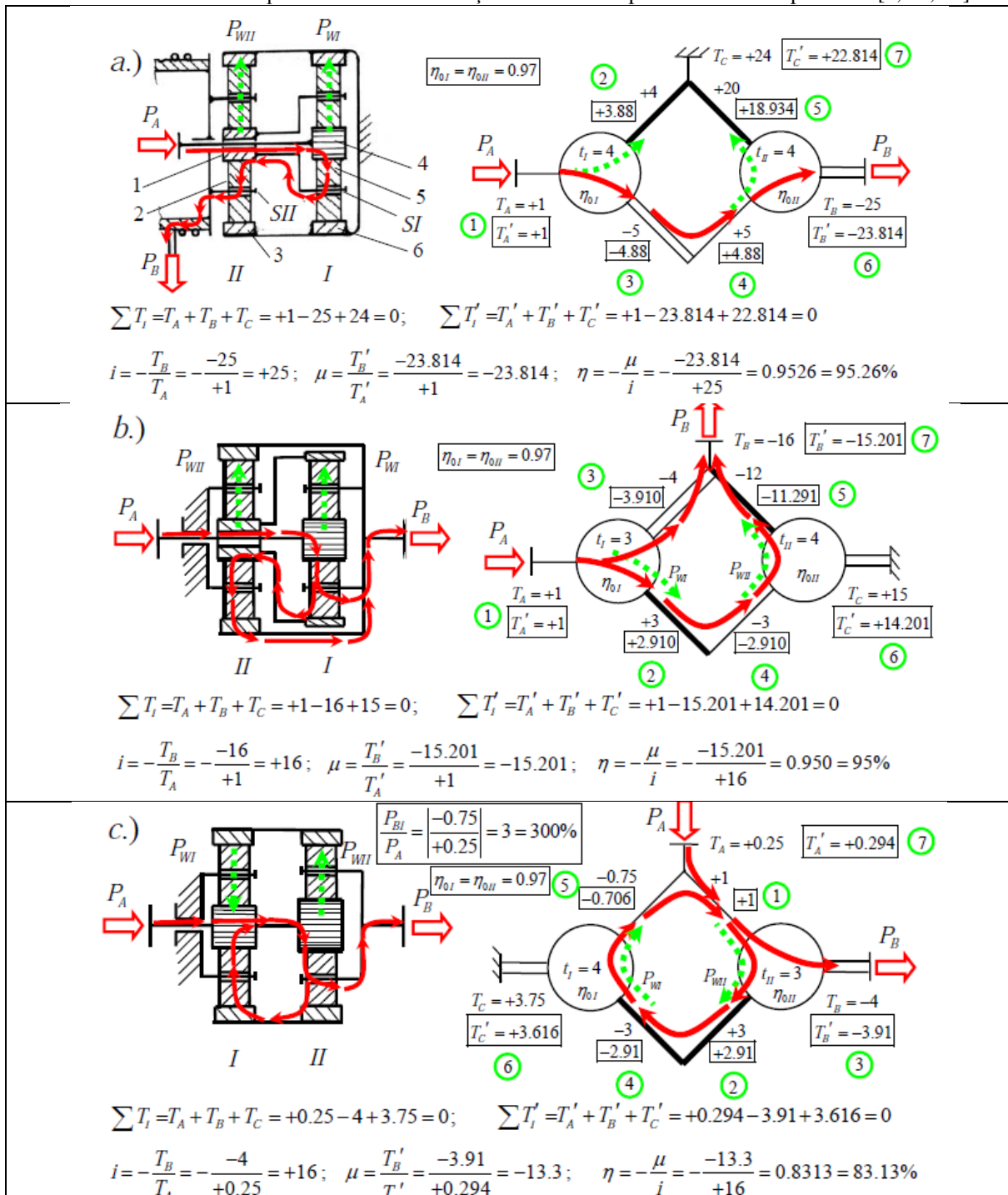
în care μ reprezintă coeficientul de frecare iar z_1 și z_2 reprezintă numărul de dinți al roților dințate aflate în angrenare. Din ecuația (1.2) rezultă faptul că randamentul unei perechi de roți dințate este maxim atunci când numerele de dinți sunt egale, adică $z_1 = z_2$. Cu alte cuvinte, o diferență semnificativă între numărul de dinți conduce la o scădere semnificativă a randamentului transmisiei.

Cercetările efectuate în această lucrare au condus la concluzia că stabilirea randamentelor pentru toate perechile de roți dințate permite realizarea unor comparații între structuri cinematice diferite iar calculul simplificat al randamentului unui angrenaj, cunoscând doar numărul de dinți, permite o evaluare rapidă a acestuia la nivelul întregii structuri cinematice. De asemenea, în urma cercetărilor, s-a concluzionat faptul că o transmisie planetară având treptele dispuse în paralel, are un randament mai mare în comparație cu aceiași transmisie la care treptele ar fi dispuse în serie.

Pentru studiul rapoartelor de transmitere dar și a circulației interne de putere, cu influență asupra randamentului, cercetătorii ARNAUDOV și KARAIVANOV [9, 10, 11] propun o metodă denumită metoda momentelor [9]. Autorii au determinat, astfel, atât raportul de transmitere cât și randamentul pentru câteva transmisi planetare cu două trepte, așa cum se indică în tabelul 1.5. De asemenea, transmisiile planetare considerate în tabelul 1.5 [9, 10, 11] sunt monomobile, având o intrare și o ieșire. Se observă că randamentul transmisiilor

planetare este dat de către raportul de transmitere a momentelor notat μ și raportul de transmitere a vitezelor unghiulare i .

Tabelul 1.5. Stabilirea raportului de transmitere și randamentului pentru reductoare planetare [9, 10, 11]



În cadrul poziției a) din tabelul 1.5 se remarcă lipsa circulației interne a puterii, puterea de intrare circulă neramificat de la intrare la ieșire.

În cadrul poziției b), se remarcă faptul că în toate ramurile transmisiei planetare, are loc o circulație a puterii de la intrare la ieșire, acest caz corespunde transmisiilor planetare caracterizate printr-o circulație a puterii în circuit deschis.

Poziția *c*) a tabelului 1.5 arată faptul că există o ramură a transmisiei planetare, la care, de la ieșire spre intrare, are loc o circulație de putere în circuit închis.

Analiza valorilor randamentelor obținute în cele trei situații, arată faptul că prezența circulației de putere în circuit închis, are ca efect supraîncărcarea unor ramuri a transmisiei planetare și, prin urmare, pierderi semnificative de putere prin frecare, concretizate prin scăderea valorii randamentului. Prin urmare, reprezintă un dezavantaj de ordin dinamic [9, 10, 11]. Spre deosebire de circulația teoretică a puterii, circulația reală de putere, ține seama de existența frecării. Se poate observa, în acest sens, din analiza tabelului 1.5, faptul că existența frecării nu influențează cinematica transmisiilor planetare, ci modifică doar forțele, respectiv momentele.

Din această afirmație rezultă că diferența între circulația reală și circulația teoretică a puterii, este dată de valoarea momentelor de încărcare ale elementelor centrale, valori mai mici față de valorile corespunzătoare circulației teoretice a puterii.

Având în vedere că au fost stabilite și vitezele unghiulare (respectiv rapoartele de transmitere cinematice), calculele circulației reale de putere, realizate în cadrul tabelului 1.5, au fost reduse la determinarea momentelor reale de încărcare a elementelor centrale.

Autorii precizează faptul că utilizarea metodei momentelor în scopul realizării sintezei cinematice și dinamice a transmisiilor planetare complexe permite, de asemenea, realizarea unei optimizări a acestora, în vederea maximizării randamentului și reducerea jocului dintre flancuri [9].

Cercetări privitoare la stabilirea optimă a raportului de transmitere a transmisiilor planetare, au fost efectuate de către TROHA ș.a [154, 155]. Scopul acestor cercetări a fost indicarea metodei alegerii optime a configurației structurii planetare din perspectiva maximizării raportului de transmitere. Autorii precizează faptul că unitatea de bază a structurii planetare reprezintă o unitate planetară 2K-H cu angrenaj interior și exterior, indicată în figura 1.17, făcându-se precizarea că arborii unității planetare sunt solicitați de momentele T_1 (corespunzător roții solare 1), T_S (pentru brațul port-satelit) și T_3 (pentru coroana 3).

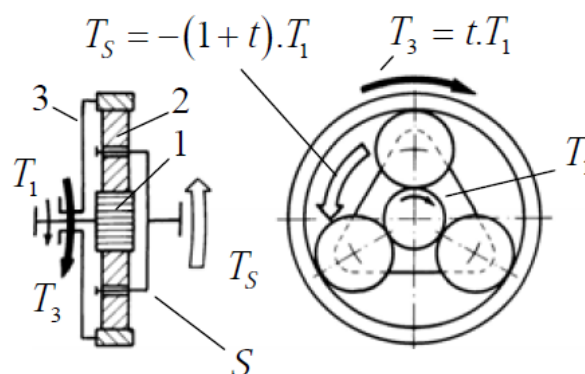


Figura 1.17. Distribuția momentelor de torsiune pe elementele componente ale unității planetare [154, 155]

Momentele de încărcare ale arborilor unității de bază a structurii planetare, indicate în figura 1.17, se obțin din rezolvarea sistemului (1.3) [102, 154, 155, 157]:

$$\begin{cases} T_1 + T_3 + T_s = 0 \\ T_1 t + T_3 = 0 \end{cases} \quad (1.3)$$

care mai poate fi scris și în forma dată de relațiile (1.4):

$$\begin{cases} T_s = -(1-t)T_1 \\ T_3 = -T_1 t \end{cases} \quad (1.4)$$

Prima ecuație a sistemului (1.3) reprezintă ecuația de echilibru a momentelor unității planetare iar cea de-a doua este ecuația echilibrului de puteri a mecanismului cu axe fixe asociat unității planetare respective. Prin t a fost notat raportul de transmitere a momentelor.

Autorii au realizat multiple combinații plecând de la unitatea planetară prezentată în figura 1.17, împreună cu blocările unor elemente. Aceste combinații rezultate sunt prezentate în figura 1.18, în care cu litera A a fost notat arborele de intrare, cu litera B a fost notat arborele de ieșire iar prin Br_1 iar Br_2 sunt simbolizate frânele ce blochează anumite elemente din structura planetară. Din analiza figurii 1.18 poate fi observat faptul că nu este posibilă combinarea reciprocă a tuturor variantelor (V1-V12), ci doar acelea ce prezintă un arbore de intrare sau ieșire comun. Acest arbore comun este, întotdeauna, cuplat cu elementul conducător, respectiv condus.

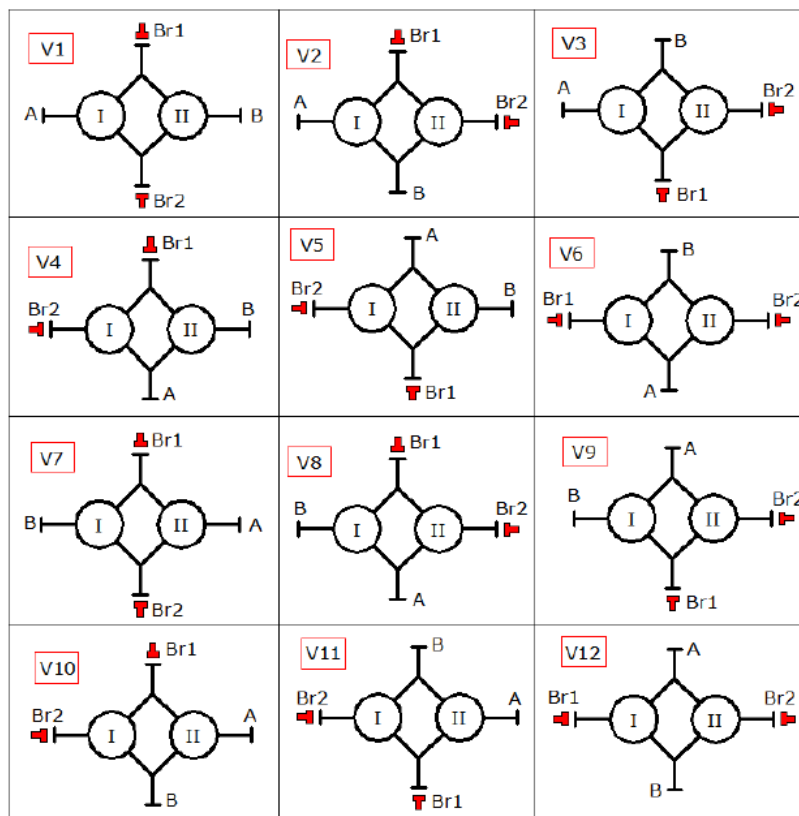


Figura 1.18. Sistematizarea combinațiilor între două unități planetare (I și II) cu doi “arbori exteriori” și doi arbori blocați (A, B, arbori de intrare și ieșire, Br_1 , Br_2 – elemente de blocare) [154]

Autorii specifică faptul că sinteza cinematică a combinațiilor indicate în figura 1.18 se bazează pe determinarea individuală a funcției raportului de transmitere a structurii planetare

cu două trepte. Astfel, reprezentarea grafică a funcțiilor raportului de transmitere pentru două variante ale structurii planetare, ce poate realiza patru rapoarte de transmitere, este prezentată în figura 1.19 [155], în care sunt indicate și intervalele rapoartelor de transmitere impuse I_1, I_2, I_3 , respectiv I_4 , pentru care $I_{k1} \in I_1, I_{k2} \in I_2, I_{k3} \in I_3, I_{k4} \in I_4$.

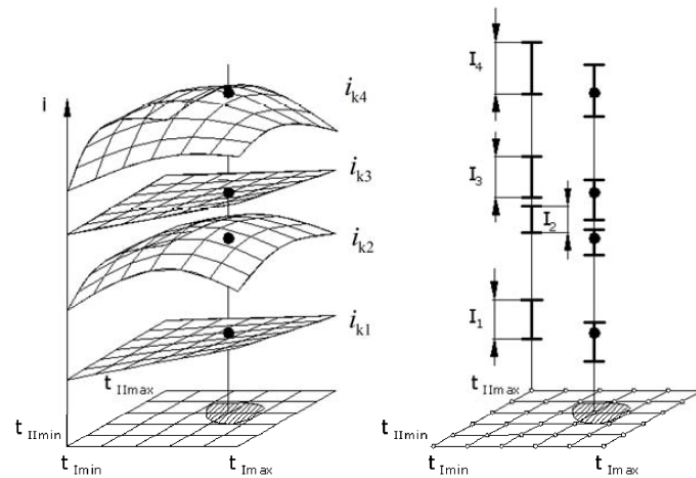


Figura 1.19. Identificarea domeniului de variație a rapoartelor de transmitere cu scopul găsirii structurii planetare ce permite realizarea unui raport de transmitere impus [155]

Figura 1.19 arată faptul că sinteza cinematică a structurilor planetare presupune cunoașterea funcțiilor rapoartelor de transmitere a structurilor planetare de bază. De asemenea, în cadrul figurii, se arată intervalul optim corespunzător raportului de transmitere a momentelor (cuprins între limitele t_{Imin} și t_{Imax} , respectiv t_{IImin} , t_{IImax} pentru care se obține o valoare maximă a raportului cinematic i .

În figura 1.20 sunt prezentate curbele randamentului aferente transmisiei planetare 2K-H, având una din roți fixe, în funcție de valoarea raportului de transmitere. Diagrama este valabilă în situația când una din roțile centrale este conducătoare și brațul port-satelit al transmisiei reprezintă elementul receptor. La elaborarea acestei diagrame, s-a considerat randamentul interior aferent transmisiei cu axe fixe asociate transmisiei planetare, $\eta_0=0,9$, corespunzător liniei punctate.

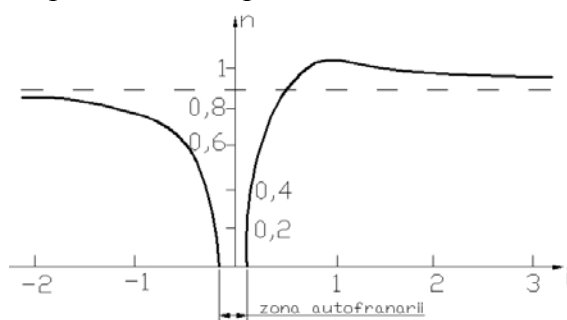


Figura 1.20. Variația randamentului funcție de raportul de transmitere în cazul prezenței autofrânării[22]

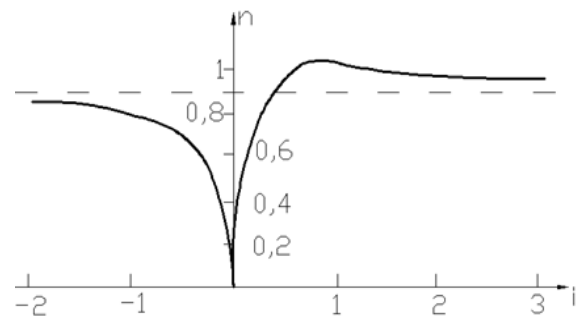


Figura 1.21. Variația randamentului funcție de raportul de transmitere în lipsa autofrânării[22]

În figura 1.21 sunt date curbele randamentului transmisiilor planetare 2K-H corespunzătoare situației când brațul port-satelit reprezintă elementul motor, iar roata centrală este elementul receptor. Și în această situație, s-a considerat un randament interior corespunzător transmisiei cu axe fixe $\eta_0=0,9$. Poate fi remarcat faptul că, în acest caz

autofrânarea lipsește, întrucât valoarea $\eta=0$ corespunde de fapt valorii $i=0$ a raportului de transmitere.

Relațiile ce stau la baza construcției diagramelor indicate în figurile 1.20 respectiv 1.21, sunt indicate în tabelul 1.6. Atât în cadrul diagramelor prezentate mai sus, cât și în tabelul 1.3, prin „ i ” a fost notat raportul de transmitere global aferent transmisiei planetare, între roata centrală a și brațul port-satelit H indiferent care din acestea este motor sau receptor.

În cazul în care roata centrală a reprezintă elementul motor, atunci randamentul transmisiei planetare va avea valori mai mari în comparație cu randamentul transmisiei cu axe fixe asociate, această observație fiind valabilă în cazurile: $0 < i_{ad}^H < 1$, $i_{ad}^H < \frac{\eta}{\eta+1}$ și pentru toate

celelalte valori ale raportului i_{ad}^H , acesta reprezentând de fapt raportul de transmitere de bază, corespunzător transmisiei cu axe fixe asociată transmisiei planetare [22]. În cazul în care brațul port-satelit H reprezintă elementul motor, atunci randamentul transmisiei planetare va fi mai ridicat în comparație cu randamentul transmisiei echivalente cu axe fixe. Pentru $0 < i_{ad}^H < 1$, în situația când $i_{ad}^H < \frac{\eta}{\eta+1}$ precum și în cazul celorlalte valori $i_{ad}^H \leq 0$.

Tabelul 1.6. Relații generale de calcul a randamentului transmisiilor planetare ce stau la baza elaborării diagramelor prezentate în figurile 1.20 și 1.21 [22]

Elementul conducător	Randamentul transmisiilor planetare	
	Pentru $0 < i < 1$	Pentru celelalte valori ale raportului i
Roata centrală a (brațul port-satelit H elementul condus)	$\eta = \frac{1}{i} \left[1 - \frac{1}{\eta} (1-i) \right]$	$\eta = \frac{1}{i} [1 - \eta(1-i)]$
Brațul port-satelit H (roata centrală a elementul condus)	$\eta = \frac{i}{1 - \eta(1-i)}$	$\eta = \frac{i}{1 - \eta(1-i)}$

Se poate observa, în urma analizei graficelor de variație a randamentului precum și a relațiilor indicate în tabelul 1.6, faptul că însuși prezența axelor mobile în spațiu are ca efect prezența unor particularități în ceea ce privește randamentul transmisiilor planetare. Mai mult, se poate observa faptul că limitele de variație a randamentului transmisiilor planetare sunt largi.

Cercetări experimentale privitoare la dezechilibrul dintre momentul de inerție al sarcinii și cel al motorului ce antrenează reductorul planetar, au fost efectuate de către cercetătorul ARMSTRONG [8]. Pentru a demonstra bazele teoretice, autorul a utilizat un sistem în cadrul căruia s-a variat inerția sarcinii. Răspunsul sistemului a fost măsurat și au fost testate două cazuri. Primul a fost un sistem reglat optim (din punct de vedere a maximizării stabilității și a obținerii unui timp de răspuns minimal) doar pentru inerția motorului. Apoi, inerția sistemului a fost crescută prin adăugarea unor roți de inerție pe arborele motorului. S-a măsurat apoi schimbarea răspunsului sistemului. În al doilea test, optimizarea sistemului din perspectiva maximizării stabilității și minimizării timpilor de răspuns a fost realizată pentru o valoare a

momentului de inerție de 5 ori mai mare decât cea a motorului. Schimbările de performanță ale sistemului au fost apoi măsurate pe măsură ce inerția sarcinii a fost redusă. Pentru primul test, autorul a realizat o reglare a sistemului, utilizând metoda plasării polilor. Parametrii de reglare ai amplificatorului includ: raportul de inerție al sarcinii RI , exprimat în % precum și banda de frecvență, notată BF și exprimată în [Hz]. Reglajul optim al sistemului a fost realizat în cadrul acestui set de încercări experimentale, doar pentru inerția motorului, fiind comandat un semnal treaptă de 1000 [rot/min]. Rezultatele acestui set de încercări experimentale sunt indicate în figurile 1.22–1.24, în care pe orizontală s-a trecut valoarea timpului [s] iar pe verticală, valoarea turației, exprimată în [rot/min].

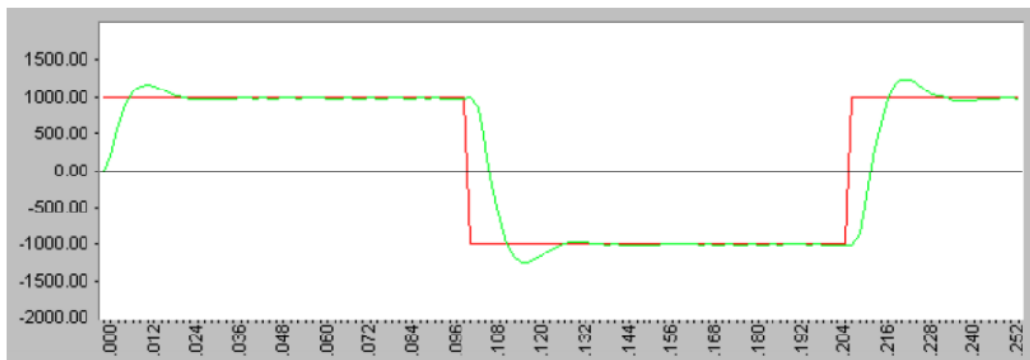


Figura 1.22. Reglare prin metoda plasării polilor, doar pentru motor. Parametri de reglare amplificator: $RI=1\%$, $BF=90$ [Hz], supraoscilația=1165 [rot/min], $J_s/J_m=1$ [8]

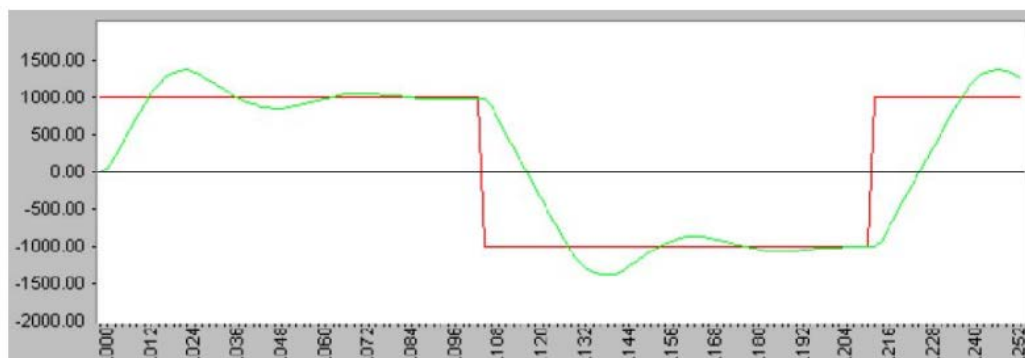


Figura 1.23. Reglare prin metoda plasării polilor, doar pentru motor. Parametri de reglare amplificator: $RI=1\%$, $BF=90$ [Hz], supraoscilația=1385 [rot/min], $J_s/J_m=5,04$ [8]

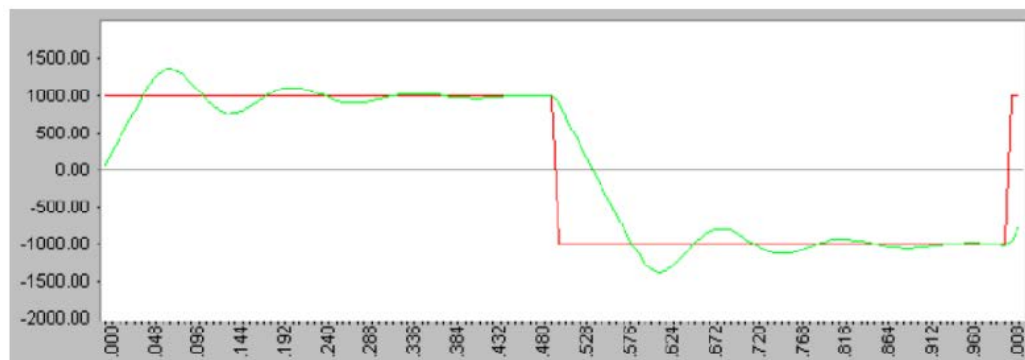


Figura 1.24. Reglare prin metoda plasării polilor, doar pentru motor. Parametri de reglare amplificator: $RI=1\%$, $BF=90$ [Hz], supraoscilația 1380 [rot/min], $J_s/J_m=21,3$ [8]

Autorul precizează că pentru $i = \frac{J_S}{J_M} = 5,04$, figura 1.23, timpul de răspuns crește mult, iar instabilitatea se accentuează, față de situația prezentată în figura 1.22, care corespunde situației când $i = \frac{J_S}{J_M} = 1$. O creștere a timpilor de răspuns precum și o accentuare a instabilității se înregistrează și în situația când $i = \frac{J_S}{J_M} = 21,3$, figura 1.24

Pentru cel de-al doilea test, sistemul a fost reglat, utilizând metoda plasării polilor. Parametrii de reglare ai amplificatorului includ: raportul de inerție RI exprimat în %, și banda de frecvență BF exprimată în [Hz]. Sistemul a fost reglat optim pentru o inerție a sarcinii de 5 ori mai mare decât cea a motorului. Rezultatele acestui set de încercări experimentale sunt prezentate în figurile 1.25–1.26. Se poate observa faptul în cadrul unei reglări inițiale, în cadrul ambelor seturi de încercări, se poate obține o bună stabilitate și timpi de răspuns minimali, fără supraoscilații sau oscilații amortizate, indiferent de nivelul de dezechilibru al inerției. În acest sens, odată reglate, sarcinile au avut un răspuns slab pe măsură ce inerția sistemului a crescut sau scăzut semnificativ. Creșterea inerției relativă la valoarea pentru care a fost reglată, rezultă într-o supraturare a motorului acceptabilă acționării roboților. Întrucât frecvența de instabilitate este joasă, vor fi necesari timpi de stabilizare din ce în ce mai mari, pe măsură ce valoarea inerției crește [8].

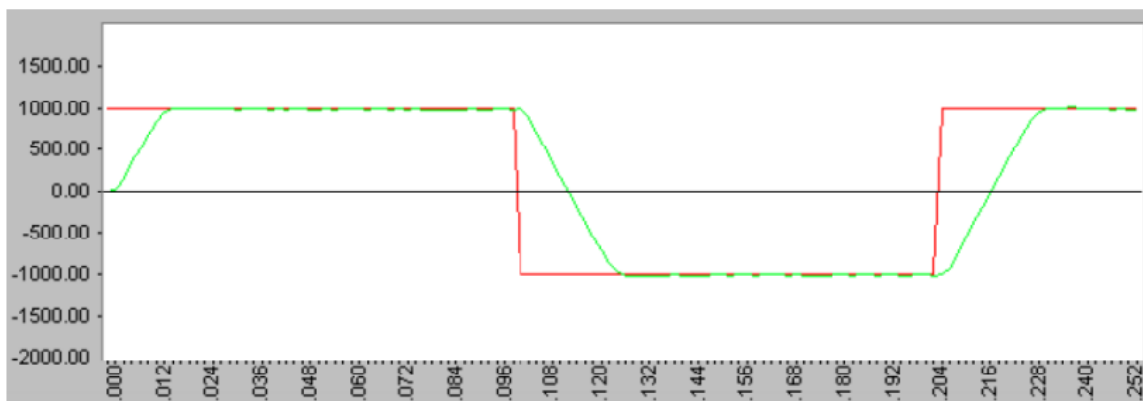


Figura 1.25. Amplificator reglat pentru o inerție a sarcinii de $2,52 \cdot J_m$. RI=432 %, BF = 90 [Hz] [8]

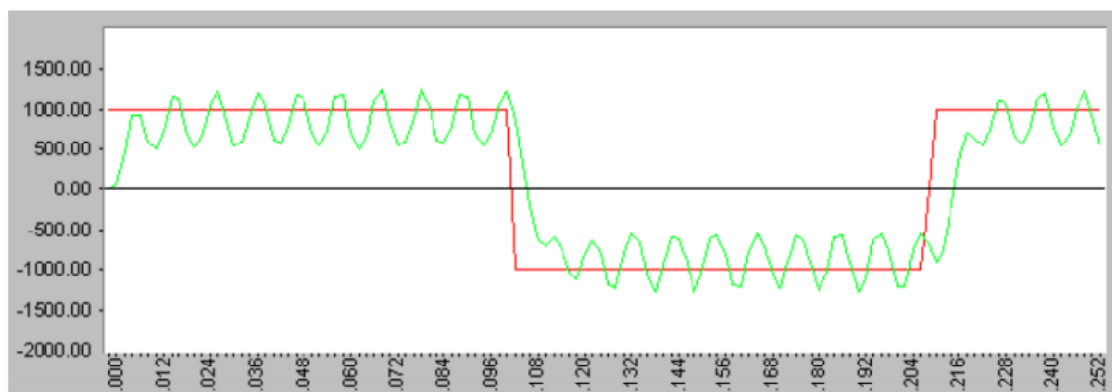


Figura 1.26. Amplificator reglat pentru o inerție a sarcinii de $2,31 \cdot J_m$. RI=432%, BF = 90 [Hz], $J_s/J_m=2,31$ (sistemul a devenit instabil, frecvența de instabilitate = 100 [Hz]) [8]

Autorul precizează în acest caz, faptul că pentru o valoare a raportului $i = \frac{J_S}{J_M} = 2,52$ se înregistrează o creștere a timpului de răspuns, figura 1.25, cu menținerea stabilității. Pe de altă parte, o puternică instabilitate a sistemului se remarcă în situația când $i = \frac{J_S}{J_M} = 2,31$, figura

1.26 [8]. Cu alte cuvinte, pe măsură ce inerția este micșorată față de o valoare de reglare dată, sistemul a devenit instabil la o frecvență relativ înaltă și la mai puțin de jumătate din valoarea inerției pentru care sistemul fusese reglat. Problema stabilirii raportului între inerția dintre motor și sarcină implică mulți factori atunci când se au în vedere servosisteme de mare performanță, cazul roboților de control. Motoarele cu inerție scăzută, de exemplu, vor minimiza inerția totală a sistemului, permițând o accelerație și o bandă de frecvențe mai mare.

Dacă dezechilibrul inerției sarcină-motor există, poate rezulta în instabilitatea sarcinii, pentru sisteme cuplate elastic sau având cursă moartă. Creșterea calității regimului tranzitoriu poate fi făcută prin utilizarea reductoarelor planetare. Optimizarea raportului de reducere pentru un raport echilibrat al inerției sarcină-motor, poate să nu fie eficient din punct de vedere al costurilor sau poate să nu fie realizabil. Motoarele cu inerție mare pot reprezenta, uneori, cea mai bună alternativă pentru furnizarea unei compensări între performanța dinamică maximă și stabilitatea servosistemului [8].

Cercetări privind fiabilitatea reductoarelor planetare au fost efectuate de către cercetătorii OGNJANOVIC ș.a [105, 106, 107]. Studiul de caz a fost realizat pentru un reductor planetar cu trei trepte de reducere (prezentat în figura 1.27), ce transmite o putere $P=375$ kW, la un raport de transmitere $i=182$, turația la arborele conducător fiind $n=1480$ [rot/min]. Reductorul planetar este așadar constituit din trei unități planetare dispuse în serie, notate cu I, II și III.

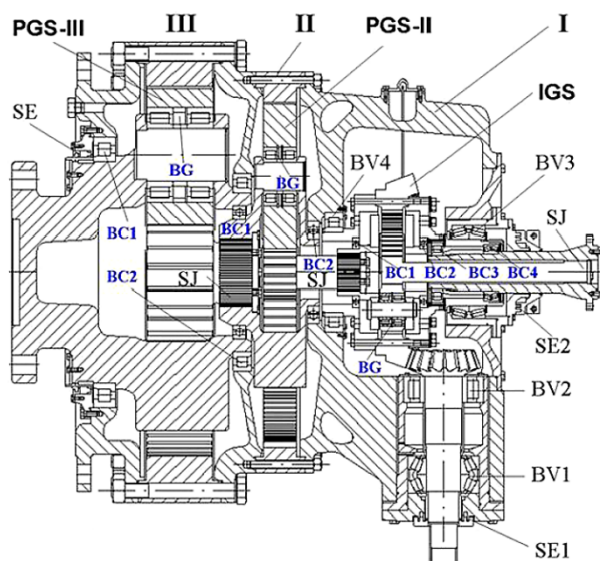


Figura 1.27. Reductor planetar cu trei trepte de reducere supus studiului fiabilității având $i=258$ [105]

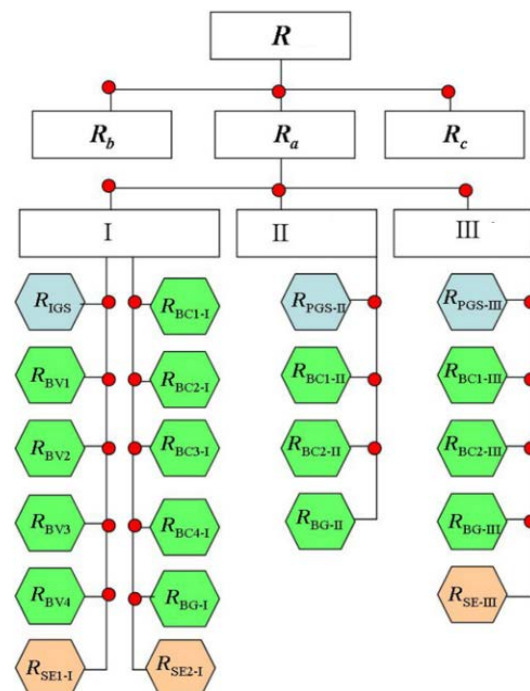


Figura 1.28. Descompunerea fiabilității transmisiei planetare [105]

Pentru reductorul planetar prezentat în figura 1.27 a fost întocmit un arbore al fiabilităților elementare prezentat în figura 1.28, în care cele trei secțiuni ale arborelui corespund de fapt celor trei trepte de reducere notate I, II și III. Fiecare din aceste trepte de reducere au în structura acestora un set de angrenaje (PGS-I, PGS-II, PGS-III, IGS), lagăre (notate BG, respectiv BV) precum și brațe port-satelit pentru susținerea roților-satelit.

Modelul sub forma arborelui fiabilității obținut în urma descompunerii fiabilității întregii transmisii conține fiabilitățile totale ale componentelor R_a , a elementelor de legătură R_b și a proceselor secundare ce au loc (răcire, ungere) R_c (figura 1.28) [105]. Fiabilitatea totală a componentelor R_a este structurată în trei ramuri de fiabilitate în cadrul arborelui pentru fiecare treaptă a reductorului. I, II, III în care cu albastru au fost reprezentate fiabilitățile elementare ale angrenajelor cu roți dințate, prin culoarea verde au fost reprezentate fiabilitățile elementare ale lagărelor (notate în figura 1.28 prin R_{BC} , R_{BG} , respectiv R_{BV}), iar cu portocaliu au fost reprezentate fiabilitățile elementare pentru etanșările la arborele de intrare și ieșire, notate prin R_{SE} . Fiecare din aceste fiabilități elementare este specifică având o serie de caracteristici proprii.

În ceea ce privește fiabilitatea elementară a angrenajelor cu roți dințate din componența transmisiilor, autorul precizează că transmisiile planetare în general reprezintă structuri foarte compacte, având o capacitate portantă specifică foarte înaltă. Astfel dezavantajul principal asociat cu aceste transmisii din punct de vedere al fiabilității este uzura neuniformă a roților dințate din componența acestora ca urmare a spațiului redus pentru lagăre și încălzirea acestora ca urmare a spațiului redus necesar disipării căldurii. Notațiile R_{IGS} respectiv $R_{PGS\ II, III}$ se referă la fiabilitățile angrenajelor ce alcătuiesc prima, a doua, respectiv, a treia treaptă.

Din punct de vedere a uzurii neuniforme, autorul remarcă faptul că flancurile danturii pinionului central sunt supuse unor tensiuni superficiale de valori foarte mari ca urmare a diametrului redus al acestuia. Acestea duc la distrugerea progresivă a danturii flancului activ. [105, 106, 107, 112].

În ceea ce privește fiabilitatea lagărelor și etanșărilor, cercetătorul remarcă de asemenea o mare influență asupra fiabilității totale a transmisiei planetare, iar din punct de vedere al costurilor de mentenanță, deteriorarea uneia, presupune înlocuirea tuturor. Din acest motiv în arborele fiabilității prezentat în figura 1.28, fiabilitatea R_{BG} corespunzătoare unui lagăr, reprezintă de fapt fiabilitatea cumulată pentru toate trei lagăre corespunzătoare fiecărei roți-satelit. Pe de altă parte, componentele cu durata de exploatare cea mai redusă sunt etanșările între arbori și carcasă, supuse uzurii intensive. Prin urmare, deteriorarea unei etanșări are ca efect deteriorarea roților dințate și a lagărelor.

Aceste componente trebuie incluse în cadrul arborelui defectelor. Astfel, în figura 1.27 cei doi arbori de intrare conțin două etanșări notate SE în cadrul treptei I de reducere. În cadrul treptei III se regăsește de asemenea o etanșare notată SE inclusă de asemenea în cadrul arborelui fiabilității. Aceste fiabilități elementare R_{SE} sunt în relație cu numărul de rotații ale arborelui doar pe parcursul duratei de exploatare.

Intervalul de distribuție al probabilității defectării pinionului solar este prezentat în figura 1.29. Autorul face precizarea că acesta prezintă relația directă între solicitarea hertziană σ_H pe lungimea flancului și numărul ciclurilor de solicitare N până la care are loc distrugerea flancului. Graficul este mărginit de liniile corespunzătoare unei probabilități de defectare $P_F=0,1$ respectiv $P_F=0,9$.

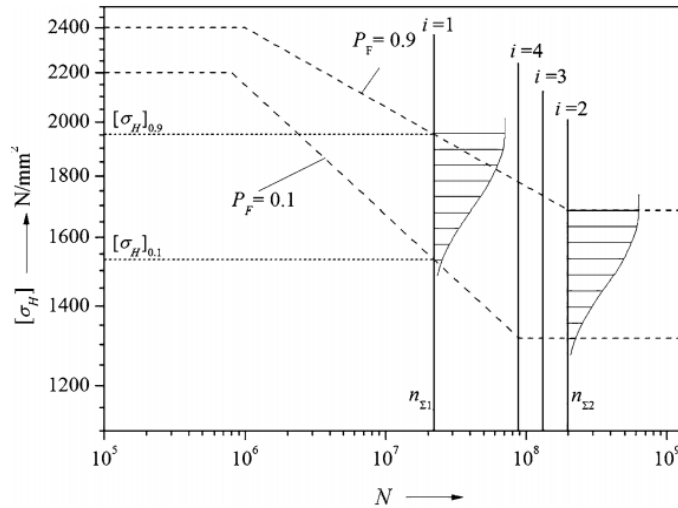


Figura 1.29. Distribuția probabilității defectării pinionului solar[105]

În lucrare se precizează faptul că pentru un număr arbitrar de cicluri de solicitare, probabilitatea defectării este definită de o funcție de distribuție Weibull cu doi parametri dată de relația (1.5):

$$P_F(\sigma_H) = 1 - e^{-\left(\frac{\sigma_H}{\eta}\right)^\beta} \quad (1.5)$$

Parametrii funcției Weibull sunt η ce reprezintă parametrul de scară, respectiv β ce reprezintă parametrul de formă. Justificarea utilizării modelului Weibull de către cercetători, în vederea studiului fiabilității transmisiilor planetare are loc prin faptul că defectările acestora sunt datorate unor procese cu evoluție în timp de tip oboseală sau uzură.

Astfel, ca urmare a variației rezistenței admisibile, este necesară ajustarea dimensiunilor roților-satelit și a coroanelor dințate. În mod similar, poate fi indicată în figura 1.30, influența numărului de rotații ale rulmenților asupra fiabilității elementare a acestora [105].

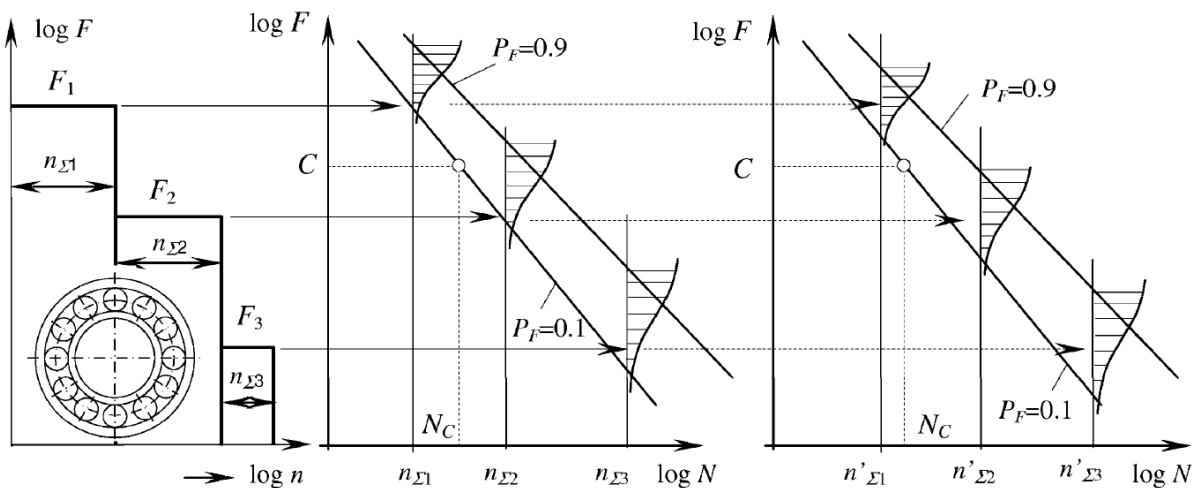


Figura 1.30. Efectul numărului de rotații ale rulmenților asupra fiabilității elementare [105]

Astfel, forma diagramei forțelor este aceeași însă numărul rotațiilor rulmenților este recalculat în funcție de numărul de rotații ale roților-satelit. Conform standardelor și

catalogelor tehnice ale producătorilor de rulmenți, capacitatea portantă C corespunde la o durabilitate $N_c=10^6$ [rot/min] până la care probabilitatea defecțiunii $P_F=0,1$. Pe de altă parte, poziția liniei de graniță corespunzătoare probabilității $P_F=0,9$ este diferită funcție de producătorul rulmenților. Ambele linii de graniță pot fi rezultatele unor încercări riguroase a unui anumit tip de rulmenți până la apariția defecțiunilor acestora.

Un model matematic pentru determinarea fiabilității transmisiilor planetare de tip 2K-H cu angrenaj exterior și interior, a fost dezvoltat de către SAVAGE ș.a [133] cu scopul utilizării în cadrul proiectării probabilistice a acestui tip de transmisie. Modelul fiabilității se bazează și pe modele de fiabilitate elaborate individual pentru rulmenți și angrenajele componente ale transmisiei planetare.

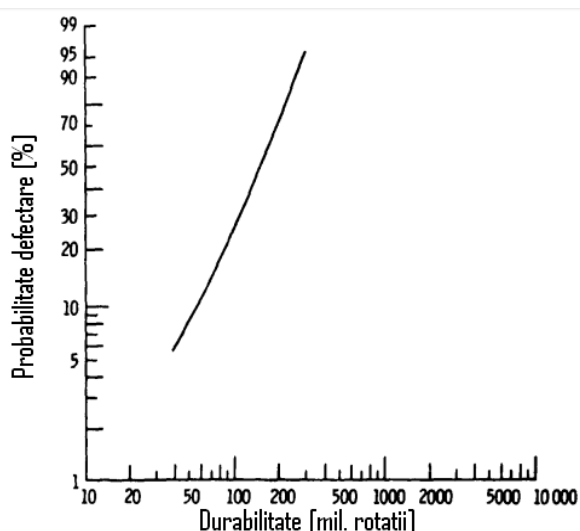


Figura 1.31. Probabilitatea defectării funcție de durabilitate pentru întreaga transmisie planetară [133]

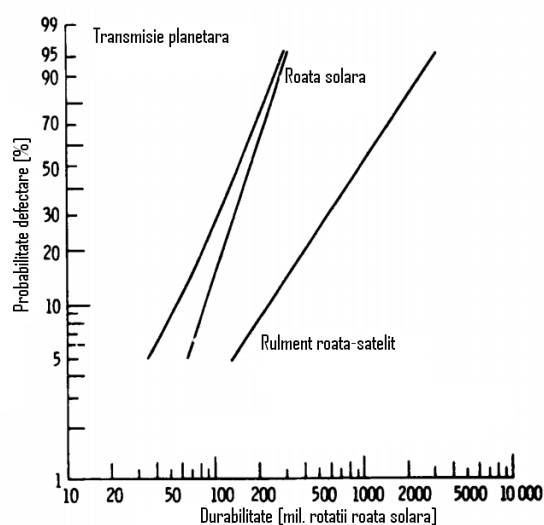


Figura 1.32. Diagrama Weibull în cazul roții solare, rulmenților roților-satelit și a întregii transmisii pentru capacități portante aproximativ egale [133]

Autorii au realizat o aproximare liniară a fiabilității transmisiei planetare, utilizând metoda celor mai mici pătrate. Aceștia precizează totodată faptul că, în cazul general, pentru componenta caracterizată de fiabilitatea cea mai mică, atât modelul fiabilității elaborat la nivelul întregii transmisii planetare cât și aproximarea realizată, vor fi apropiate de modelul Weibull corespunzător componentei cu fiabilitate scăzută. Aceste observații au stat la elaborarea diagramelor prezentate în figurile 1.31 respectiv 1.32. Figura 1.31 arată probabilitatea defectării întregii transmisii planetare în timp ce figura 1.32 arată probabilitatea defectării atât a transmisiei planetare cât și a roții solare sau a rulmentului [133].

Autorii precizează faptul că diagrama prezentată în figura 1.32 este valabilă în situația în care capacitatea portantă a rulmenților transmisiei planetare este apropiată ca valoare, de capacitatea portantă a roții-satelit, situație în care curba fiabilității va înregistra o abatere semnificativă față de aproximarea liniară. Prin urmare, sarcina aplicată rulmenților transmisiei planetare, va determina probabilitatea de defectare a acestora.

Fiabilitatea rulmenților transmisiei planetare va fi de fapt probabilitatea ca aceștia să atingă sau să depășească o durabilitate determinată. Se poate observa că, pe măsură ce are loc o creștere a durabilității componentelor transmisiei planetare, probabilitatea defectării va înregistra o ușoară creștere.

1.7. Concluzii

1.7.1. Concluzii în urma cercetărilor și realizărilor actuale privind construcția și nivelul de performanță al roboților industriali

În urma unei analize atente cu privire la stadiul actual al cercetărilor și realizărilor tehnice în domeniul roboților industriali se pot remarca următoarele:

1. Nivelul actual al automatizărilor din cadrul proceselor tehnologice include conceptul de automatizare flexibilă ce reprezintă capacitatea de adaptare a acestuia la modificări ce intervin asupra tehnologiei de fabricație. Unul din elementele de bază al automatizării flexibile este reprezentat de însuși robotul industrial. Astfel, față de automatizarea proceselor tehnologice realizată cu mijloace clasice, automatizarea prin roboți industriali se caracterizează printr-un grad mare de universalitate realizat cu o productivitate maximă și prețuri de cost reduse, factori ce prezintă o deosebită importanță în domeniul producției de serie mică și mijlocie.
2. Analiza cercetărilor actuale cât și a producătorilor actuali de roboți industriali scot în evidență faptul că majoritatea roboților industriali fabricați sunt de tipul braț articulată, sub forma unui lanț cinematic deschis. Această structură prezintă avantajul unui spațiu de lucru mărit la un gabarit relativ redus al robotului.
3. În cadrul structurii de tip braț articulată,realizării majorității cuplelor de rotație se face cu ajutorul unor motoare electrice cuplate cu reductoare. Se poate observa astfel faptul că majoritatea cuplelor cinematice din componența lanțului cinematic de poziționare a roboților industriali sunt cuple de rotație. O pondere mai redusă în totalul roboților industriali au și roboții de tip SCARA utilizați preponderent în cadrul operațiilor de asamblare datorită rigidității acestora la viteze mari. Indiferent de tipul robotului, acționarea acestuia se realizează în buclă închisă, ce are caracteristic detectorul de eroare cu rol în a returna semnalul erorii proporțional cu diferența dintre semnalele de intrare și ieșire.
4. Sistemul de transmitere a mișcării de la servomotor la cuplele cinematice trebuie să îndeplinească o serie de condiții de calitate cum ar fi raport mare de transmitere (în scopul utilizării unei porțiuni cât mai mari din diagrama moment-turație a servomotorului), gabarit cât mai redus, randament cât mai ridicat (în același timp să fie reversibile), joc redus și rigiditate torsională mare.

1.7.2. Concluzii în urma cercetărilor și realizărilor actuale privind construcția și nivelul de performanță a reductoarelor planetare utilizate în acționarea roboților industriali

S-a observat în urma analizei cercetărilor actuale realizate cu privire la reductoarele utilizate la acționarea cuplelor cinematice de la roboții industriali următoarele aspecte:

1. Reductoarele planetare îndeplinesc în cea mai bună măsură condițiile de calitate impuse sistemelor de acționare a cuplelor cinematice, având în plus avantajul posibilității de execuție prin tehnologii bine cunoscute. Astfel acestea realizează rapoarte mari de transmitere la un gabarit semnificativ redus comparativ cu reductoarele cilindrice, au randament bun în comparație cu reductoarele melcate, iar spre deosebire de reductoarele armonice prezintă atât rigiditate torsională sporită dar și

posibilitatea execuției folosind tehnologii clasice.

2. Marea majoritate a cercetărilor actuale s-au îndreptat către reductoarele planetare având două roți centrale (pinionul solar, coroana dințată) și un braț port-satelit, (denumite și reductoare planetare 2K-H) având angrenaj interior și exterior. Acest tip de reductor planetar este asimilat în producție și de către producătorii actuali, prin urmare nefiind abordate alte structuri de reductoare planetare cum ar fi reductoarele planetare 2K-H cu angrenaj interior, sau 2K-H cu angrenaj exterior, precum și reductoarele planetare cu trei roți centrale (tip 3K), deși acestea prezintă avantaje cinematice, realizând rapoarte de transmitere mari pentru o treaptă de reducere.
3. Pe de altă parte, este însă necesar, pentru fiecare configurație cinematică de reductor planetar, să fie stabilite o serie de valori ale raportului de transmitere astfel încât să fie evitat domeniul de autofrânare. Este de asemenea necesar ca aceste reductoare planetare să fie evaluate în mod comparativ din punct de vedere a vitezelor periferice, al comportamentului dinamic, randamentului, rigidității torsionale și al jocului dintre flancuri, în scopul identificării avantajelor și dezavantajelor din perspectiva acestor parametri constructivi și funcționali.
4. Cercetările efectuate la ora actuală au scos în evidență faptul că ponderea semnificativă în calculul randamentului transmisiilor planetare o are pierderea de putere prin frecare în angrenare, aceasta fiind cuprinsă în general între 60 și 75%.
5. În ceea ce privește jocul, cercetările actuale au scos în evidență două metode de preluare a acestuia: metoda de preluare rigidă ce doar minimizează jocul și metoda de preluare elastică. Deși metoda din urmă reduce total jocul din angrenare, aceasta scade în același timp randamentul dar și durata de viață a transmisiei, prin urmare în practică va fi abordată prima soluție, astfel încât eroarea de poziționare a lanțului cinematic să rezulte în limite admise. Din perspectiva rigidității torsionale s-a constatat că aceasta depinde într-o mare măsură de structura organologică a reductorului, în special de modul de rezemare a arborilor sau a brațului port-satelit.
6. Având în vedere condițiile de calitate impuse reductoarelor planetare utilizate în acționarea roboților industriali, se impune realizarea unei analize comparative din punct de vedere a vitezelor periferice, al comportamentului dinamic, randamentului, jocului, precum și al forțelor din angrenare, în scopul identificării structurii sau structurilor ce oferă valori optime pentru fiecare parametru. Totodată sunt necesare a fi propuse recomandări ce duc la obținerea valorilor optime ale acestor parametri constructivi și funcționali. De exemplu, în scopul obținerii timpilor de răspuns optimi se recomandă a se ține seama, în structura reductorului planetar, pe de o parte de repartizarea raportului de transmitere pe trepte, iar pe de altă parte se impune ca inerția servomotorului să fie minimă ceea ce se concretizează, așa cum s-a precizat anterior prin dimensiuni de gabarit reduse.
7. Optimizarea parametrilor constructivi și funcționali ai transmisiilor planetare, presupun maximizarea sau, după caz, minimizarea funcțiilor obiectiv prin care sunt exprimați din punct de vedere matematic, parametrii constructivi și funcționali ai reductoarelor planetare. În ceea ce privește constrângerile necesare modelului de optimizare acestea pot fi date, atât de condițiile de rezistență dar și de către condițiile specifice reductoarelor planetare și anume: de vecinătate, de montaj și de coaxialitate.

1.7.3. Concluzii privind aprecieri critice și direcții de dezvoltare neabordate

Pe baza unor observații atente se poate arăta totuși, că în domeniul reductoarelor planetare utilizate în acționarea roboților industriali se înregistrează unele lipsuri și anume:

1. Cercetarea teoretică nu abordează comportarea comparativă a multiplelor structuri constructive de reductoare planetare, din punct de vedere a distribuției vitezelor periferice, forțelor din angrenare, jocului dintre flancuri precum și a distribuției momentelor de girație, în scopul stabilirii unor posibilități de îmbunătățire a parametrilor constructivi și funcționali ai reductoarelor planetare.
2. Nu s-a cercetat influența formei constructive a brațului port-satelit asupra comportamentului dinamic (având în vedere faptul că și brațul port-satelit efectuează o mișcare de rotație), fiind necesar a fi propuse o serie de forme constructive, mai avantajoase din punct de vedere al comportamentului dinamic.
3. Nu s-a cercetat posibilitatea îmbunătățirii randamentului transmisiilor planetare prin utilizarea lubrifianților cu nanoparticule.
4. Nu s-a cercetat influența indicilor de precizie a roților dințate ce alcătuiesc transmisia planetară asupra vitezelor periferice precum și a jocului dintre flancuri.

1.7.4. Obiective propuse în vederea întocmirii tezei de doctorat

1. Cercetarea teoretică și experimentală privind vitezele periferice, comportamentul dinamic, rigiditatea și jocul transmisiilor planetare concomitent cu stabilirea unor strategii de optimizare a parametrilor cercetați;
2. Cercetarea experimentală privind regimul termic, precum și nivelul de zgomot și vibrații din timpul funcționării transmisiilor planetare cu parametri optimizați.

CAPITOLUL 2

CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND VITEZELE PERIFERICE ALE TRANSMISIILOR PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA CUPLELOR CINEMATICE DE LA ROBOȚII INDUSTRIALI

Utilizarea reductoarelor planetare pentru acționarea cuplelor cinematice de rotație de la roboții industriali cu motoare electrice de turații variabile, are ca efect apariția vitezelor periferice crescute la roțile dințate și la brațul port-satelit din structura reductorului.

Acest lucru are drept consecință apariția vibrațiilor și zgomotului în timpul funcționării și, prin urmare se impune necesitatea execuției roților dințate și a brațului port-satelit într-o clasă de precizie superioară, ceea ce duce la creșterea semnificativă a costului transmisiei. Prin urmare, scopul optimizării acestor viteze periferice constă în asigurarea unor viteze periferice reduse, însă de preferat, la turații ridicate, ceea ce are ca efect reducerea nivelului de zgomot și vibrații în timpul funcționării transmisiilor planetare, concomitent cu îmbunătățirea randamentului hidraulic, parte componentă a randamentului transmisiilor planetare. În același timp, are loc o îmbunătățire a regimului termic în ceea ce privește transmisia planetară, întrucât vitezele periferice reduse ale roților dințate și brațului port-satelit au ca efect reducerea pierderilor de putere prin încălzire.

În acest capitol este propusă o abordare comparativă a principalelor soluții constructive de transmisii planetare. Astfel, vor fi studiate trei transmisi planetare tip 2K-H (cu angrenaj exterior și interior, cu angrenaj interior și cu angrenaj exterior) precum și o transmisie planetară tip 3K (având trei roți centrale).

Scopul acestui studiu reprezintă identificarea intervalului de turație optim, ce asigură viteze periferice relativ reduse (<15 [m/s] la roțile cu dinți drepecți și <22 [m/s] la dinți înclinați) și care permite deci execuția elementelor aflate în mișcare de rotație în clase de precizie optime din punct de vedere al costului (clasele 5, 6 de precizie). Analiza comparativă a vitezelor periferice presupune prin urmare, elaborarea unui model matematic pentru determinarea acestora, plecând de la schema cinematică a transmisiei planetare și având cunoscute turația la intrare și caracteristicile geometrice ale roților dințate. Spre deosebire de metoda inversiunii mișcării, cunoscută din literatura de specialitate, ce impune ca analiza cinematică să fie realizată pe mecanismul cu axe fixe (cu brațul port-satelit blocat), în cadrul modelului matematic propus, determinarea vitezelor periferice va fi realizată chiar în situația funcționării ca transmisie planetară, având unul din elementele centrale blocate (și nu brațul port-satelit). De asemenea modelul matematic propus ia în considerare atât vitezele unghiulare ale elementelor centrale, cât și vitezele unghiulare ale roților-satelit, pentru toate cele $N \in \mathbb{Z}_+$ roți-satelit din componența transmisiei planetare. La întocmirea modelului matematic de calcul al vitezelor periferice ale roților dințate din componența reductoarelor planetare s-a urmărit parcurgerea următoarelor trei etape:

- Determinarea rapoartelor de transmitere între viteza unghiulară a elementului conducător și celelalte elemente din componența transmisiei planetare (roți-satelit, braț port-satelit);
- Stabilirea expresiilor matematice ale vitezelor unghiulare corespunzătoare celorlalte elemente ale transmisiei planetare, în funcție de viteza unghiulară cunoscută a elementului conducător;

- Stabilirea relațiilor matematice ale vitezelor periferice propriu-zise, fiind cunoscute în cadrul acestei etape atât vitezele unghiulare cât și elementele de ordin geometric ale componentelor transmisiei planetare.
- Realizarea unor reprezentări grafice ale variației vitezelor periferice în funcție de turația de intrare la elementul motor al transmisiei planetare. Pe baza rezultatelor obținute pot fi realizate o serie de recomandări privind alegerea claselor de precizie la execuția elementelor componente ale transmisiei planetare ce execută o mișcare de rotație.

2.1. Cercetări privind vitezele periferice pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior

În figura 2.1 este prezentat modelul fizic materializat de schema cinematică a transmisiei planetare la care pinionul solar 1 reprezintă elementul conducător, ce execută o mișcare de rotație cu viteza unghiulară ω_1 considerată cunoscută. Mișcarea se transmite printr-un număr $N=3$ roți-satelit, notate cu 2, 2' și 2'', ce execută o mișcare de rotație cu vitezele unghiulare corespunzătoare ω_2 pentru toți sateliții, către brațul port-satelit H ce reprezintă elementul condus, caracterizat de viteza unghiulară ω_H . Elementul fix al transmisiei planetare este coroana danturată interior 3 a cărei viteză unghiulară este evident $\omega_3=0$. Vitezele periferice sunt calculate în funcție de diametrul de divizare al roților dințate, respectiv turația acestora. Determinarea relațiilor corespunzătoare rapoartelor de transmitere între elementul conducător (materializat în figura 2.1 de pinionul solar 1) și celelalte elemente componente ale transmisiei planetare din figura 1 ce execută mișcări de rotație (brațul port-satelit H, roțile-satelit 2, 2', 2'') va fi realizată cu ajutorul metodei însumării, ce presupune descompunerea în mișcări simple, cunoscută în literatura de specialitate [22, 51, 102] sub denumirea de regula lui Swamp. Metoda a fost aplicată în cazul transmisiei planetare din figura 2.1, conform tabelului 2.1:

Tabelul 2.1. Aplicarea metodei însumării pentru transmisia planetară din figura 2.1

1	2,2',2''	3	H
1	1	1	1
$\frac{z_3}{z_1}$	$-\frac{z_3}{z_2}$	-1	0
$1 + \frac{z_3}{z_1}$	$1 - \frac{z_3}{z_2}$	0	1

Din tabelul 2.1, rândul 4 se extrag relațiile matematice care corespund rapoartelor de transmitere care caracterizează din punct de vedere matematic funcționarea transmisiei planetare în situația când coroana danturată interior 3 este fixă (se face precizarea că relațiile matematice din rândul 3 caracterizează funcționarea transmisiei cu axe fixe derivată din transmisia planetară). Ca urmare între viteza unghiulară a pinionului solar 1 și viteza unghiulară a brațului port-satelit H, există un raport de transmitere cinematic i_{1H} dat de relația (2.1):

$$i_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \quad (2.1)$$

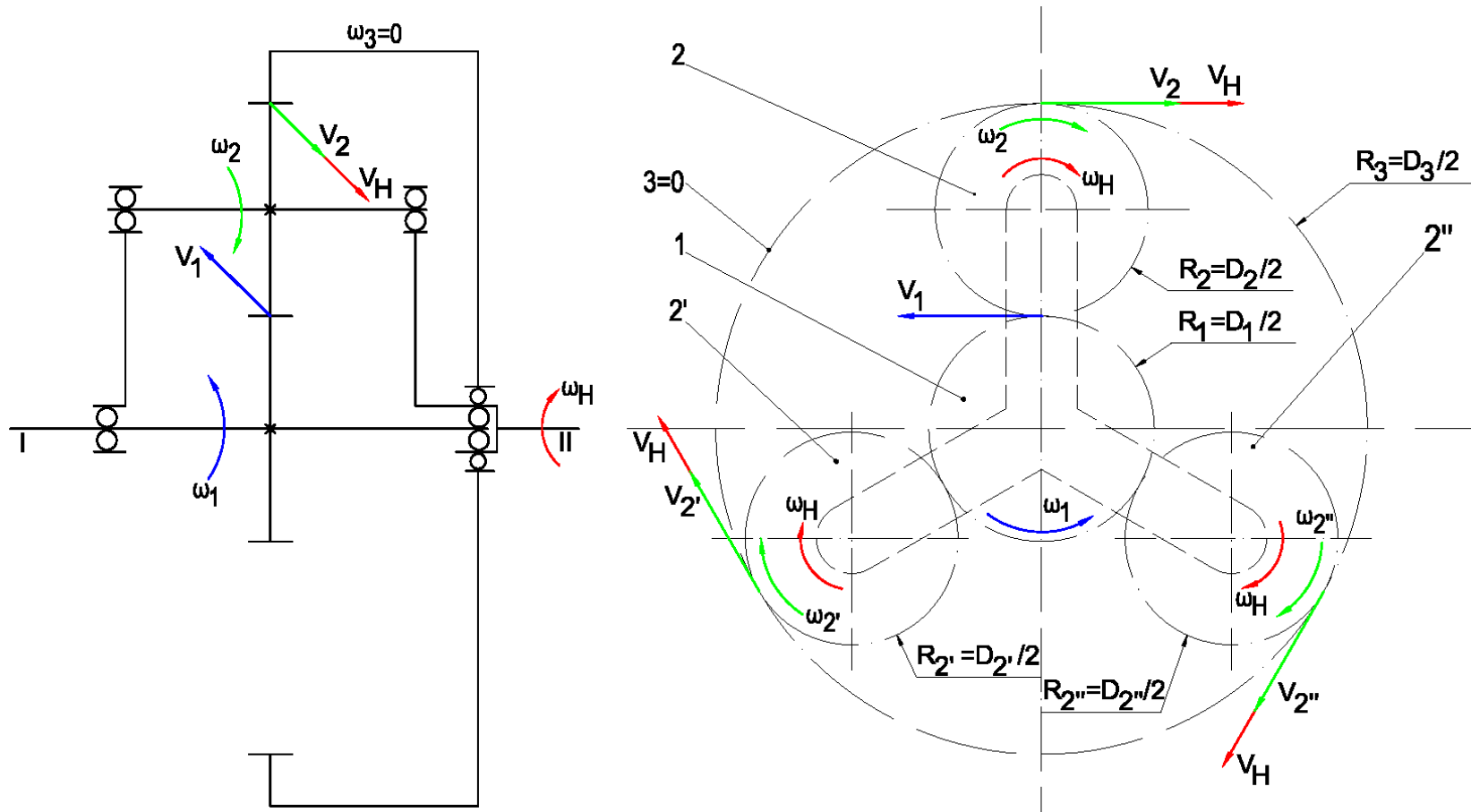


Figura 2.1. Modelul fizic pentru stabilirea vitezelor periferice a roților dințate și brațului port-satelit din componenta unei transmisii planetare cu pinion solar și coroană dințată danturată interior

Raportul de transmitere cinematic $i_{12} = i_{12'} = i_{12''}$ între viteza unghiulară a pinionului solar 1 și viteza unghiulară corespunzătoare roților-satelit 2, 2', 2'' este dat de relația matematică (2.2):

$$i_{12} = i_{12'} = i_{12''} = \frac{1 + \frac{z_3}{z_1}}{1 - \frac{z_3}{z_2}} \quad (2.2)$$

Pe baza relațiilor (2.1), respectiv (2.2), corespunzătoare rapoartelor de transmitere, rezultă vitezele unghiulare pentru roțile-satelit, date de relația (2.3) respectiv viteza unghiulară pentru brațul port-satelit dată de relația (2.4):

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \Rightarrow \omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{12}} = \omega_{2'} = \omega_{2''} \quad (2.3)$$

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \Rightarrow \omega_H = \frac{\omega_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} \quad (2.4)$$

Având cunoscute vitezele unghiulare ale elementelor aflate în mișcare de rotație, vitezele periferice aferente pot fi determinate. Se face în același timp, precizarea că acestea sunt exprimate în [m/s] în funcție de turația la intrare n_1 corespunzătoare elementului conducător. Astfel, viteza periferică a pinionului solar 1, este dată de relația (2.5):

$$V_1 = \omega_1 \cdot R_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60000} \quad (2.5)$$

Viteza periferică a roților-satelit 2, 2', 2'' va fi dată de relația (2.6) în care se ține seama de existența raportului de transmitere corespunzător i_{12} dat de relația (2.2):

$$V_2 = V_{2'} = V_{2''} = \omega_2 \cdot R_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_1 \left(1 - \frac{z_3}{z_2}\right)}{60000 \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right)} \quad (2.6)$$

În cazul brațului port-satelit H , viteza periferică a acestuia este dată de relația (2.7) în care s-a ținut seama de raportul de transmitere i_{1H} dat de relația (2.4). În cazul vitezei periferice a brațului port-satelit s-a adoptat ca diametru de calcul suma dintre diametrul de divizare a pinionului solar D_1 și diametrul de divizare al roții-satelit D_2 (D_2' , D_2'').

$$V_H = \omega_H \cdot (R_1 + R_2) = \frac{\pi \cdot n_1 (D_1 + D_2)}{60000 \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right)} \quad (2.7)$$

Având în vedere coliniaritatea vectorilor V_H și V_2 ($V_2, V_{2'}$) care corespund vitezelor periferice ale brațului port-satelit H , respectiv roților-satelit (conform figurii 2.1), în urma compunerii vectorilor, rezultă o viteză periferică rezultantă V_R egală cu suma celor doi vectori, dată de relația (2.8):

$$V_R = V_H + V_{2(2',2'')} = \frac{\pi \cdot n_1 (D_1 + D_2)}{60000 \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right)} + \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_1 \left(1 - \frac{z_3}{z_2}\right)}{60000 \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right)} \quad (2.8)$$

Plecând de la relațiile de calcul a vitezelor periferice indicate, a fost întocmită diagrama de variație a vitezelor periferice prezentată în figura 2.2:

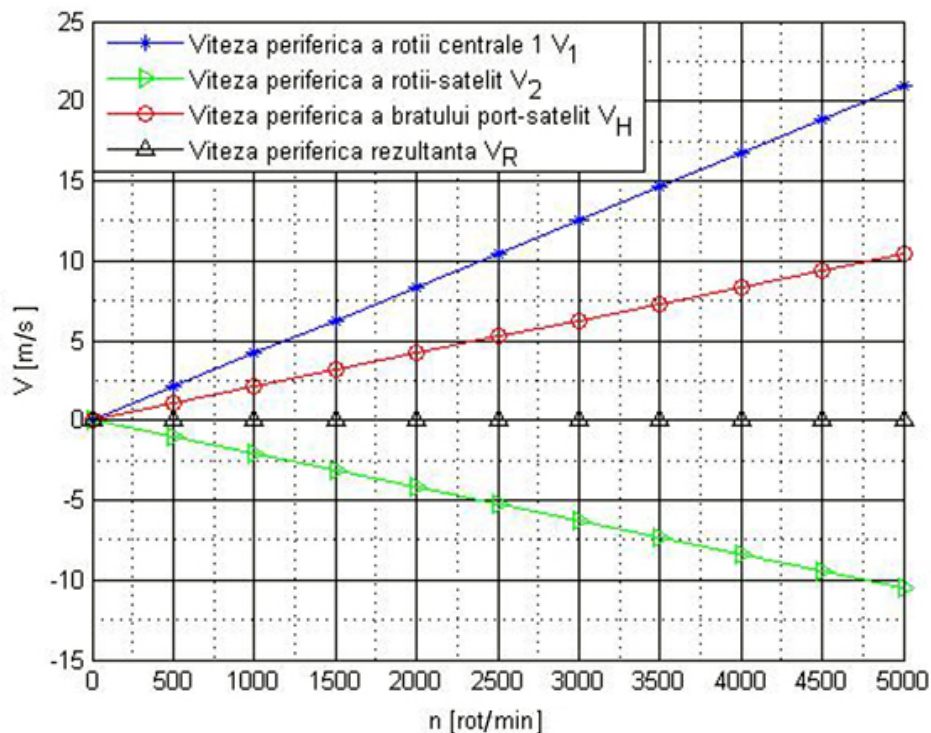


Figura 2.2. Variația grafică a vitezelor periferice în funcție de turația la intrare în cazul transmisiei planetare prezentate în figura 2.1

Analiza graficului de variație prezentat în figura 2.2, întocmit pentru cazul reductorului planetar prezentat în figura 2.1 arată într-o primă fază faptul că variația vitezelor periferice este una liniară în cazul tuturor elementelor aflate în mișcare de rotație. Datorită semnului minus din dreptul valorii vitezei periferice a roții-satelit V_2 , variația acesteia se regăsește în regiunea negativă a ordonatei graficului, în regiunea pozitivă fiind regăsite variațiile vitezelor periferice care corespund pinionului solar (V_1) și brațului port-satelit (V_H). Atât vitezele periferice înregistrate în regiunea pozitivă cât și cele ce apar în regiunea negativă a ordonatei Oy corespunzătoare graficului prezintă valori maxime 20÷22 [m/s], remarcându-se tendința de anulare a vitezei periferice rezultante V_R . Aceasta permite utilizarea acestei soluții constructive la turații relativ ridicate, însă așa cum s-a observat anterior, în cazul variantei constructive prezentate, raportul de transmitere la o treaptă de reducere are valori mici ($i=3÷10$), ceea ce în practică impune necesitatea utilizării mai multor astfel de soluții

constructive de reductoare planetare. Cu toate acestea, deși se obțin rapoarte de transmitere mari, dispunerea în serie a mai multor unități planetare prezentate în figura 2.1, are ca efect o creștere semnificativă a gabariturii întregii transmisii cu dezavantaje și asupra comportamentului dinamic.

2.6. Concluzii privind vitezele periferice ale transmisiilor planetare

A fost propusă o metodă de cercetare teoretică privitoare la vitezele periferice aferente elementelor aflate în mișcare de rotație, pentru patru tipuri de soluții constructive principale de transmisii planetare, plecând de la schemele cinematice ale acestora și aplicând metoda însumării pentru a determina rapoartele de transmitere între toate elementele ce execută mișcări de rotație. În urma acestor cercetări teoretice au rezultat următoarele:

1. Comparativ cu metodele propuse în literatura de specialitate, analiza vitezelor periferice propusă în acest capitol a luat în calcul și viteza periferică a brațului port-satelit, ținând seama, în mod evident, de existența raportului de transmitere corespunzător.
2. Acest lucru prezintă importanță datorită faptului că brațul port-satelit este caracterizat de o viteză periferică, a cărei valori pot fi, în unele situații destul de mare. Mai mult chiar, brațul port-satelit este în unele situații chiar element motor sau receptor al transmisiei planetare;
3. Valorile vitezelor periferice ale elementelor aflate în mișcare de rotație din componența transmisiei planetare sunt puternic influențate pe de o parte de geometria acestora, iar pe de altă parte sunt influențate în aceiași măsură de către valorile rapoartelor de transmitere. În urma acestei observații se desprind două strategii de optimizare a vitezelor periferice: prin adaptarea corespunzătoare a geometriei roților dințate sau brațului port-satelit sau prin utilizarea transmisiilor planetare cu rapoarte mari de transmitere pe o treaptă, pentru care, au fost obținute viteze periferice de valori reduse;
4. Analiza figurii 2.10 arată faptul că 75% din transmisiile planetare utilizate în acționarea roboților industriali sunt caracterizate de rapoarte de transmitere cuprinse în intervalul $i=30\div 80$, ceea ce indică faptul că aceste cerințe de exploatare pot fi îndeplinite, cu succes, de către transmisiile planetare studiate, inclusiv de cele la care se obțin viteze periferice de valori reduse la turații ridicate;
5. Rezultatele cercetării vitezelor periferice ale reductoarelor planetare sunt recomandate proiectanților constructori în scopul alegerii soluției cinematice potrivite care să atingă în funcționare valori ale vitezelor periferice $\leq 25\div 30$ [m/s]. Respectarea cerințelor valorilor admisibile ale vitezelor periferice asigură obținerea unui nivel vibratoriu și acustic acceptabil al reductorului planetar;
6. Obținerea unui nivel de vibrații și zgomot acceptabil impune ca, pe lângă respectarea valorilor admisibile ale vitezelor periferice, să fie respectate și condițiile tehnice ce trebuie impuse pieselor conjugate din structura reductorului planetar: distanța dintre axe, abateri de poziție și formă, abateri dimensionale. Stabilirea corectă a condițiilor tehnice ale pieselor conjugate asigură desfășurarea corectă a angrenării roților dințate din structura reductorului planetar.

CAPITOLUL 3

CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND COMPORTAMENTUL DINAMIC AL TRANSMISIILOR PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA CUPLELOR CINEMATICE DE LA ROBOȚII INDUSTRIALI

Rolul proceselor dinamice în cadrul acționării roboților industriali înregistrează o creștere considerabilă, în ultimul timp, ca urmare a perfecționării continue a acestora, în ceea ce privește mărirea preciziei de poziționare, concomitent cu reducerea inerției elementului mobil. Aceasta subliniază necesitatea studiului acestor fenomene atât în etapa proiectării lanțurilor cinematice ce stau la baza realizării mișcărilor preponderent de rotație ale roboților industriali, cât și în etapa funcționării propriu-zise a acestora. Astfel, în cazul acționării electrice a roboților industriali, caracteristicile funcționale ale motoarelor electrice de acționare joacă un rol deosebit de important având o influență semnificativă asupra preciziei poziționării. Prin urmare, în vederea studiului comportamentului dinamic al transmisiilor planetare utilizate la roboții industriali, un element deosebit de important este dat de interacțiunile sau legăturile ce există între roțile dințate și arborii aferenți, incluzând și brațul port-satelit al transmisiei planetare. Astfel, este necesar să se determine în ce măsură sunt satisfăcute condițiile impuse cu privire la îmbunătățirea timpilor de răspuns, în special asupra timpilor de accelerare și frânare [96, 145, 151].

După cum este cunoscut, în special, în cazul roboților industriali destinați controlului dimensional, unde se impune o precizie deosebită, eroarea traiectoriei are ca efect obținerea unui contur diferit, caracterizat printr-o eroare față de cel programat. Această eroare a traiectoriei, la rândul ei, este alcătuită din eroarea cauzată de geometria robotului și eroarea cauzată de regimul tranzitoriu al axelor ce participă la executarea conturului. Prin urmare, cu cât regimul tranzitoriu la accelerație și frânare a lanțului cinematic ce include transmisia planetară este mai bun din punct de vedere al timpilor de răspuns, cu atât eroarea traiectoriei conturului obținut față de cel dorit va fi mai mică. Astfel, într-un caz ideal, în cazul în care lanțul cinematic al robotului industrial, ce include transmisia planetară, ar răspunde instantaneu, această eroare va fi zero sau foarte mică. Prin urmare, datorită faptului că se preferă lanțuri cinematice caracterizate prin timpi de răspuns foarte mici, se impune adoptarea unor soluții constructive pentru transmisiile planetare utilizate în cadrul acestor acționări cu rolul reducerii inerțiilor și a timpilor de răspuns.

Având în vedere faptul că accelerația este definită, în general, ca fiind raportul dintre forță și masă, rezultă faptul că maximizarea acesteia poate fi obținută fie prin mărirea forței de acționare, masa fiind parametrul constant, fie prin reducerea valorii masei, caz în care parametrul constant va fi forța. Cea de-a doua posibilitate de optimizare reprezintă principiul ce stă la baza elaborării acestui studiu.

Pe parcursul acestui capitol este prezentată o metodă de calcul a momentului de girație redus la axul servomotorului aplicată celor patru tipuri de transmisii planetare studiate anterior, concomitent cu determinarea timpilor de răspuns. Sunt prezentate, de asemenea, în mod comparativ, și o serie de forme constructive pentru brațul port-satelit utilizat în construcția transmisiilor planetare ce permit îmbunătățirea comportamentului dinamic al acestuia din punct de vedere al timpilor de răspuns prin reducerea momentului de girație propriu.

În cadrul acestui capitol vor fi urmărite trei etape de lucru:

- Stabilirea schemelor de repartizare a momentelor de girație (inerțiilor) pentru structurile de transmisii planetare studiate și formularea ecuațiilor matematice ale momentului de girație redus la arborele servomotorului;
- Formularea relațiilor matematice necesare determinării diametrelor echivalente, pentru diferite forme constructive de brațe port-satelit ce pot fi utilizate în construcția transmisiilor planetare. Această etapă presupune divizarea formelor constructive în forme de bază, necesară determinării volumului brațelor port-satelit, pe baza volumului rezultând diametrele echivalente formei cilindrice. Diametrele echivalente vor fi determinate în situația ramificării puterii de intrare pe un număr $N=3$ și $N=4$ roți-satelit;
- Determinarea numerică a momentelor de girație reduse, pe baza relațiilor formulate în cadrul primei și celei de-a doua etape de lucru, având cunoscute momentele de girație reduse pot fi determinați timpii de răspuns la accelerare și frânare. Totodată se va reprezenta grafic regimurile tranzitorii (de asemenea în situațiile când se utilizează $N=3$ și $N=4$ roți-satelit) urmat apoi de formularea unor concluzii și recomandări privitoare la îmbunătățirea comportamentului dinamic al transmisiilor planetare utilizate în acționarea roboților industriali.

Din punct de vedere general, lanțul cinematic utilizat la acționarea electrică a unui robot industrial, poate fi caracterizat dinamic de ecuația de mișcare (3.1), corespunzătoare ansamblului motor-lanț cinematic ce depinde de momentul de inerție a maselor în mișcare redus la axul servomotorului [96, 145, 151]:

$$M_M = M_R + J_{RED} \frac{d\omega}{dt} \quad (3.1)$$

unde M_M este momentul generat de motorul electric de acționare a lanțului cinematic, M_R este momentul rezistent la arborele motor, J_{RED} este momentul de inerție al maselor aflate în mișcare redus la arborele motorului de acționare iar ω este viteza unghiulară a elementului de acționare a lanțului cinematic. Dacă este considerat cunoscut momentul la ieșire dat de brațul robotului ce reprezintă momentul sarcinii, momentul rezistent la arborele motor poate fi determinat funcție de raportul de transmitere total i_T al reductorului planetar și funcție de randamentul total η_T al acestuia pe baza relației (3.2) [151]:

$$M_R = \frac{M_S}{i_T \cdot \eta_T} \quad (3.2)$$

Ca urmare, pentru un element mobil al reductorului planetar ce execută o mișcare de rotație în jurul unei axe proprii (roată centrală, roată-satelit, braț port-satelit), momentul de inerție J al acestuia poate fi exprimat cu ajutorul relației (3.3) [151]:

$$J = \frac{\pi \cdot \gamma \cdot l \cdot D^4 \cdot 10^{-1}}{32g} = \frac{GD^2}{4g} [kg \cdot m^2] \quad (3.3)$$

Pe baza relației (3.3) se obține relația matematică (3.4) a momentului de girație corespunzător unui element mobil aparținând transmisiei planetare care execută o mișcare de rotație [151]:

$$GD^2 = \frac{\pi \cdot \gamma \cdot l \cdot D^4 \cdot 10^{-1}}{8} = 3,93 \cdot 10^{-13} \cdot \gamma \cdot l \cdot D^4 [kg \cdot m^2] \quad (3.4)$$

$$GD^2 = \frac{\pi \cdot \gamma \cdot l \cdot (D_E - D)^4 \cdot 10^{-1}}{8} = 3,93 \cdot 10^{-13} \cdot \gamma \cdot l \cdot (D_E - D)^4 [kg \cdot m^2] \quad (3.5)$$

unde D este diametrul elementului mobil al reductorului planetar aflat în mișcare de rotație (în cazul brațului port-satelit se va utiliza diametrul echivalent notat d_H), l este lungimea elementului mobil al reductorului planetar (lățimea roților centrale, roților-satelit, brațului port-satelit), γ este greutatea specifică a materialului din care este confecționat elementul mobil din componența reductorului planetar iar g este constanta accelerației gravitaționale.

În cazul roților centrale danturate interior din componența transmisiilor planetare, relația (3.4) se modifică în mod corespunzător, introducând în calcul diferența între diametrul exterior D_E și diametrul de divizare al danturii interioare D , rezultând astfel relația (3.5).

3.2. Influența elementelor componente asupra momentului de girație redus la arborele servomotorului pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior

Schemele de repartizare a momentelor de girație pentru o astfel de transmisie planetară prezentată în figura 3.1, care, așa cum rezultă din primul capitol reprezintă partea mecanică din componența lanțului cinematic al roboților industriali. Transmisia planetară, definită prin raportul de transmitere i , respectiv prin randamentul η , prezintă doi arbori exteriori, notați în mod corespunzător cu I și II, arborele I fiind cuplat la servomotorul de acționare (caracterizat de momentul motor M_M , turația nominală n_M și prin momentul de girație corespunzător rotorului GD^2_M) prin intermediul unui cuplaj caracterizat de momentul de girație GD^2_C . Pe arborele I al transmisiei planetare se regăsește doar roata solară 1. Arborele II al transmisiei planetare este antrenat în mișcare de rotație de către brațul port-satelit al transmisiei planetare pe care este situat un număr $N \in \mathbb{Z}_+$ de roți-satelit, care, la rândul său antrenează în mișcare de rotație sarcina (materializată de către elementul mobil al robotului), definită, de asemenea, prin parametrii corespunzători (M_S, n_S, GD^2_S).

$$\begin{aligned} GD_I^2 &= GD_1^2 \\ GD_{II}^2 &= GD_{IIa}^2 + GD_{IIb}^2 \\ GD_{IIa}^2 &= [GD_H^2 + (N \cdot GD_2^2)] \cdot \left(\frac{n_s}{n_m}\right)^2 \\ GD_{IIb}^2 &= GD_S^2 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Astfel, în urma precizărilor structurale ce rezultă în urma analizei figurii 3.1 se pot scrie

ecuațiile (3.9) corespunzătoare momentelor de rotație reduse la arborii I și II, suplimentar fiind realizată observația că momentul de rotație redus la arborele II este compus, la rândul său, din momentul de rotație GD_{IIa}^2 corespunzător brațului port-satelit și celor $N \in Z_+$ roți-satelit, respectiv $GD_{IIb}^2 = GD_S^2$, ce reprezintă momentul de rotație corespunzător sarcinii antrenate. Pe baza relației (3.9) poate fi determinat momentul de rotație redus la axul servomotorului de acționare a lanțului cinematic, dat de relația (3.10).

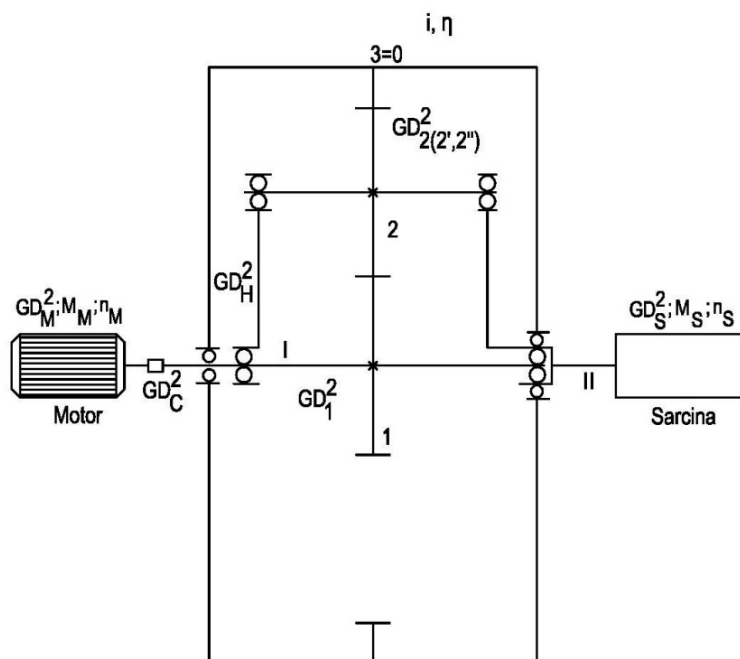


Figura 3.1. Schema de calcul a momentului de rotație redus la arborele servomotorului pentru transmisii planetare cu angrenaj exterior și interior

$$GD_{red}^2 = GD_I^2 + GD_{IIa}^2 + GD_{IIb}^2 \quad (3.10)$$

$$GD_{redtotal}^2 = GD_I^2 + GD_{IIa}^2 + GD_{IIb}^2 + GD_C^2 + GD_m^2 \quad (3.11)$$

Pentru stabilirea momentului de rotație total redus la axul servomotorului de acționare, necesar calculului momentului dinamic și timpilor de răspuns la accelerare și frânare, relația (3.10) va fi completată cu influența momentului de rotație al cuplajului GD_C^2 și al motorului electric de antrenare GD_M^2 , rezultând astfel relația (3.11). Poate fi observat, în relația (3.9), faptul că suma inerțiilor corespunzătoare arborelui II este redusă cu valoarea pătratului raportului dintre turația la ieșire și cea de intrare, raport subunitar în cazul funcționării transmisiei în regim de reductor.

Această observație arată că inerțiile situate pe arborele de ieșire au o influență mai redusă asupra momentului de rotație redus la arborele servomotorului. Cu toate acestea, utilizarea de multiple transmisii planetare de acest tip legate în serie, duc totuși la o creștere a inerțiilor având în mod evident consecințe asupra momentului de rotație total redus la arborele servomotorului.

3.5. Influența elementelor componente asupra momentului de girație redus la arborele servomotorului pentru transmisii planetare prevăzute cu un număr de trei roți centrale (transmisii planetare 3K)

În cazul transmisiei planetare cu trei roți centrale (1, 3, 4, din care 3 este roata fixă), deoarece brațul port-satelit nu este atașat arborelui de intrare *I* sau arborelui de ieșire *II*, acesta va fi considerat ca un arbore fictiv (notat *III*) pentru care momentul de girație este definit ca suma dintre momentul de girație a brațului port-satelit GD_H^2 și momentele de girație corespunzătoare celor $N \in \mathbb{Z}_+$ roți-satelit din componența transmisiei planetare prezentate în figura 3.4. Prin urmare, în cazul transmisiei planetare cu trei roți centrale sunt valabile ecuațiile (3.15):

$$\begin{aligned}
 GD_I^2 &= GD_1^2 \\
 \left. \begin{aligned}
 GD_{IIa}^2 &= GD_4^2 \cdot \left(\frac{n_s}{n_m} \right)^2 \\
 GD_{IIb}^2 &= GD_s^2
 \end{aligned} \right\} \Rightarrow GD_{II}^2 = GD_{IIa}^2 + GD_{IIb}^2 \\
 GD_{III}^2 &= GD_H^2 + \left(N \cdot GD_2^2 \right) \left(\frac{n_H}{n_m} \right)^2 \\
 GD_{red}^2 &= GD_I^2 + GD_{II}^2 + GD_{III}^2 \\
 GD_{redtot}^2 &= GD_{red}^2 + GD_m^2 + GD_c^2
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

Arborele I al transmisiei planetare antrenează în mișcare de rotație roata centrală 1, având doar această inerție, iar arborele II al transmisiei planetare antrenează în mișcare de rotație coroana dințată 4 și sarcina transmisă, din acest punct de vedere fiind valabilă observația realizată la transmisia planetară cu angrenaj exterior și interior.

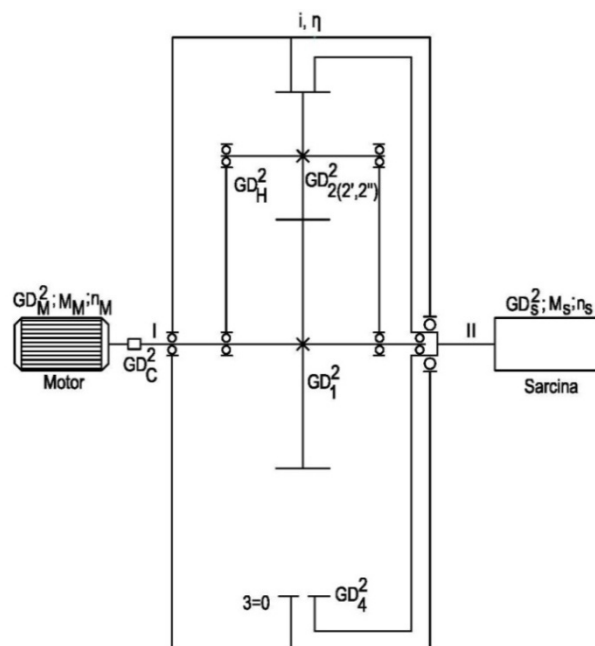


Figura 3.4. Schema de calcul a momentului de girație redus la arborele servomotorului pentru transmisii planetare cu trei roți centrale

Influența inerției brațului port-satelit în cazul transmisie planetare cu trei roți centrale va fi mai mică deoarece este redusă cu valoarea pătratului raportului dintre turația port-satelitului și turația arborelui de intrare I (pe care se regăsește pinionul solar z_I).

3.7. Concluzii și recomandări privind îmbunătățirea comportamentului dinamic al transmisiilor planetare

În urma cercetării teoretice efectuate asupra comportamentului dinamic al reductoarelor planetare utilizate în acționarea lanțului cinematic de poziționare a roboților industriali, pot fi propuse o serie de recomandări de ordin constructiv, în vederea îmbunătățirii comportamentului dinamic:

1. Momentul de girație al servomotorului, dar și al cuplajului existent între arborele servomotorului și arborele de intrare al transmisiei planetare trebuie să aibă valori minime;
2. În construcția transmisiei planetare vor fi utilizate forme constructive de brațe port-satelit, având $N=3$ sau, cel mult, $N=4$ roți-satelit (de la mai mult de $N=4$ roți-satelit, pe lângă dezavantajele de ordin dinamic apare riscul nerespectării condițiilor de montaj, vecinătate și coaxialitate), care permit reducerea momentului de girație propriu GD^2_H , cu influență asupra momentului de girație total redus la arborele servomotorului. Deși din punct de vedere al minimizării momentului de girație total redus la arborele servomotorului este de preferat forma deschisă a brațului port-satelit, oferind în același timp și autocentrarea roții solare, având drept consecință o mai bună repartiție a puterii de intrare, adoptarea constructivă a unei forme închise având ca rezultat o mai bună rigiditate torsională, deoarece rezemarea arborelui de intrare roții centrale pe două lagăre conduce la valori mai reduse ale reacțiunilor;
3. Se recomandă utilizarea transmisiilor planetare cu raport mare de transmitere pe o singură treaptă și cu randament ridicat, astfel încât să aibă loc o reducere a momentului rezistent la arborele servomotorului;
4. Ținând cont de precizările anterioare, rezultă că o influență mare asupra momentului de girație redus la arborele servomotorului o au momentele de girație ale elementelor situate pe arborele de intrare, momentele de girație ale elementelor situate de pe arborele de ieșire, inclusiv momentul de girație al sarcinii fiind reduse cu pătratul raportului dintre turația la ieșire și turația la intrare, având prin urmare o influență mult redusă. În urma acestei observații, este posibilă prin urmare existența unui moment de girație mai mare al sarcinii.
5. Deși sarcina rezistentă este de cele mai multe ori variabilă, studiul comportamentului dinamic al reductoarelor planetare prin metoda abordată conduce la determinarea precisă a timpului de răspuns. Această posibilitate de aflare a timpului de răspuns a unei axe comandate din structura roboților industriali permite determinarea erorii traiectoriei în cazul anumitor roboți industriali.

CAPITOLUL 4

CERCETĂRI TEORETICE PRIVITOARE LA ÎMBUNĂTĂȚIREA RIGIDITĂȚII TORSIONALE PENTRU REDUCTOARELE PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA CUPLELOR CINEMATICE DE LA ROBOȚII INDUSTRIALI

În vederea asigurării unei precizii de poziționare ridicate a lanțurilor cinematice de poziționare de la roboții industriali se impune ca reductoarele planetare să aibă un joc redus și o rigiditate torsională mare, adică deformațiile elementelor din structura mecanică sub acțiunea forțelor din angrenare să fie cât mai reduse, ceea ce duce concomitent la reducerea cursei moarte.

Acest lucru prezintă importanță și prin prisma faptului că prezența cursei moarte din structura reductorului afectează stabilitatea lanțului cinematic în ansamblul său, din acest motiv fiind justificate cercetările teoretice privitoare la minimizarea cursei moarte. Termenul de cursă moartă, reprezintă suma jocurilor și deformațiilor elastice din structura transmisiei planetare, raportată la elementul final cuplat cu arborele de ieșire, care reprezintă la modul general, sarcina acționată în mișcare de rotație.

Din definiția prezentată anterior rezultă că sursele cursei moarte sunt: jocul dintre flancurile roților dințate ce formează transmisia planetară, torsiunea în arborii transmisiei planetare și deformațiile din lagăre sub acțiunea reacțiunilor corespunzătoare forțelor din angrenare.

Pentru transmisia planetară existentă între servomotor și sarcină, din punct de vedere teoretic, are loc o demultiplicare a jocului de flanc, cu valoarea raportului de transmitere de la punctul unde se regăsește jocul de flanc la ieșirea din reductor. Aceste observații conduc la relația (4.1) ce exprimă legătura dintre cursa moartă CM , deformația torsională a arborelui θ și raportul de transmitere al transmisiei planetare i [144]:

$$CM = \frac{j \cdot \theta}{i \cdot 360} \quad (4.1)$$

Analiza relației (4.1) arată faptul că influența jocului de flanc al primelor rapoarte de transmitere (corespunzătoare angrenării roții centrale cuplate pe arborele de intrare cu roțile-satelit) este mică, o influență mai mare având jocul de flanc de la arborele de ieșire al reductorului. Valorile acceptabile ale cursei moarte, în cazul roboților industriali, depind în general de mărimea și aplicația robotului industrial, dar și de precizia pentru care a fost proiectat. Lanțurile cinematice de poziționare de la roboții industriali sunt caracterizate de valori ale cursei moarte mai mici de $6 \div 10$ [min].

Prin urmare, micșorarea cursei moarte a transmisiilor planetare poate fi obținută atât prin alegerea adecvată a modului de rezemare pe lagăre a roților-satelit cât și prin alegerea potrivită a tipului de rulmenți.

În cadrul acestui capitol vor fi urmărite următoarele etape de lucru:

- Intocmirea schemei cinematice a transmisiei planetare și reprezentarea forțelor rezultate în urma angrenării roților dințate componente;
- Intocmirea schemelor de solicitare a arborilor de intrare și ieșire, ținând seama în

general de ramificația puterii la intrare pe cele $N \in \mathbb{Z}_+$ sateliți ai reductorului planetar, dar și de repartiția neuniformă a puterii pe roțile-satelit (exprimată din punct de vedere matematic prin intermediul unui coeficient K);

- Formularea unor concluzii și recomandări privind îmbunătățirea rigidității torsionale și reducerea cursei moarte, referitoare la transmisiile planetare utilizate la roboții industriali.

4.1. Cercetări teoretice privitoare la îmbunătățirea rigidității lagărelor pentru transmisiile planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior

Schema cinematică a unei transmisii planetare pentru care pinionul solar (roata centrală) 1 reprezintă elementul motor, iar brațul port-satelit H este elementul receptor, este prezentată împreună cu forțele corespunzătoare în figura 4.1. În baza analizei figurii 4.1, rezultă faptul că asupra brațului port-satelit, acționează în mod simultan două grupe de forțe. Prima grupă de forțe rezultă în urma angrenării pinionului solar 1 cu roțile-satelit 2(2', 2''), iar cea de-a doua grupă de forțe rezultă în urma angrenării coroanei dințate 3 (ce reprezintă elementul fix) cu roțile-satelit 2(2', 2''). Se mai remarcă de asemenea faptul că a doua grupă de forțe are punctul de aplicație poziționat diametral opus față de cel al primei grupe de forțe. Asupra arborelui roții solare 1 (notat cu I) acționează de asemenea o grupă de forțe, rezultată din angrenarea roților-satelit 2(2', 2'') cu pinionul solar 1, astfel rezultând un total de trei grupe de forțe. În ceea ce privește grupele precizate, forțele din componența acestora sunt egale ca valoare și de sens contrar, conform principiului acțiunii și reacțiunii, astfel că, ținând seama de notațiile realizate în figura 4.1 pot fi scrise relațiile matematice (4.2), în cazul utilizării roților dințate cu dinți drepecți:

$$\begin{aligned} F_{r12} &= F_{r21}, & F_{t12} &= F_{t21} \\ F_{r12'} &= F_{r2'1}, & F_{t12'} &= F_{t2'1} \\ F_{r12''} &= F_{r2''1}, & F_{t12''} &= F_{t2''1} \end{aligned} \quad (4.2)$$

În mod similar, pentru forțele radiale și tangențiale ce acționează asupra brațului port-satelit H, sunt valabile egalitățile (4.3):

$$\begin{aligned} F_{r32} &= F_{r2'3}, & F_{t32} &= F_{t2'3} \\ F_{r32'} &= F_{r2'3}, & F_{t32'} &= F_{t2'3} \\ F_{r32''} &= F_{r2''3}, & F_{t32''} &= F_{t2''3} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Stabilirea valorilor deformațiilor arborilor, respectiv deformațiile din lagăre și influența modului de lăgăruire asupra deformațiilor este condiționată de cunoașterea valorilor reacțiunilor forțelor din angrenare H_n (în plan orizontal) respectiv V_n (în plan vertical) la care le corespund câte o rezultantă R_n , în care indicele $n=1 \div 5$. Pe baza acestei observații rezultă faptul că atât reacțiunile din lagăre datorate forțelor din angrenare, cât și momentele încovoietoare datorate forțelor se determină în două plane. Necesitatea descompunerii acestor forțe și reacțiunilor în două plane notate H respectiv V , apare ca urmare a faptului că forțele tangențiale, respectiv radiale din angrenare, care solicită arborii roților și brațul port-satelit, nu

sunt situate în același plan, acestea fiind perpendiculare între ele, după cum se cunoaște, acestea reprezintă componentele forței normale din angrenare. Prin urmare, notațiile efectuate în figura 4.1 au următoarele semnificații:

- H_1, H_2 – reacțiunile în plan orizontal din lagărele arborelui roții centrale 1 (situate pe arborele de intrare I);
- V_1, V_2 – reacțiunile în plan vertical din lagărele arborelui roții centrale 1 (situate pe arborele de intrare I);
- H_3, H_4 – reacțiunile în plan orizontal din lagărele pe care sunt rezemate roțile-satelit 2, 2' și 2'' (în figura 4.1 au fost reprezentate în situația în care acestea sunt fixe pe brațul port-satelit și lăgăruite la extremități);
- V_3, V_4 – reacțiunile în plan orizontal din lagărele pe care sunt rezemate roțile-satelit 2, 2' și 2'' (aceiași observație ca la reacțiunile corespunzătoare în plan orizontal);
- $F_{r12}, F_{r12'}, F_{r12''}$ – forțele radiale datorate angrenării roții centrale 1 cu roțile-satelit 2, 2', 2'';
- $F_{t12}, F_{t12'}, F_{t12''}$ – forțele tangențiale datorate angrenării roții centrale 1 cu roțile-satelit 2, 2', 2'';
- $F_{r21}, F_{r2'1}, F_{r2''1}$ – forțele radiale datorate angrenării roților-satelit 2, 2' și 2'' cu roata centrală 1;
- $F_{t21}, F_{t2'1}, F_{t2''1}$ – forțele tangențiale datorate angrenării roților-satelit 2, 2' și 2'' cu roata centrală 1;
- $F_{r32}, F_{r32'}, F_{r32''}$ – forțele radiale datorate angrenării coroanei dințate 3 cu roțile-satelit 2, 2' și 2'';
- $F_{t32}, F_{t32'}, F_{t32''}$ – forțele tangențiale datorate angrenării coroanei dințate 3 cu roțile-satelit 2, 2' și 2''.

În ceea ce privește calculul forțelor tangențiale $F_{t2(2',2'')1}$ rezultate din angrenarea roților-satelit 2, 2' și 2'' cu pinionul solar 1, va fi utilizată relația (4.4) cunoscând momentul de torsiune la intrare M_{t1} și diametrul de divizare D_1 al pinionului solar 1. Ținând seama de egalitățile (4.2) și (4.3) precum și de existența celor $N \in \mathbb{Z}_+$ roți-satelit în componența transmisiei planetare, rezultă că $F_{t2(2',2'')1} = F_{t12(2',2'')1}$:

$$F_{t2(2',2'')1} = \frac{2M_{t1}}{D_1 \cdot N} = F_{t12(2',2'')1} \quad (4.4)$$

Forțele radiale din angrenare $F_{r2(2',2'')1}$ vor fi date în mod corespunzător de către relația (4.5) în care, α reprezintă unghiul de angrenare, iar φ reprezintă unghiul de frecare:

$$F_{r2(2',2'')1} = F_{t2(2',2'')1} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = \frac{2M_{t1}}{D_1 \cdot N} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = F_{r12(2',2'')1} \quad (4.5)$$

La întocmirea schemelor de forțe care solicită arborii I și II reprezentați în figura 4.1 se va ține seama de particularitatea specifică transmisiilor planetare dată de ramificația transmișiei mișcării ca urmare a existenței unui număr $N \in \mathbb{Z}_+$ de roți-satelit identice.

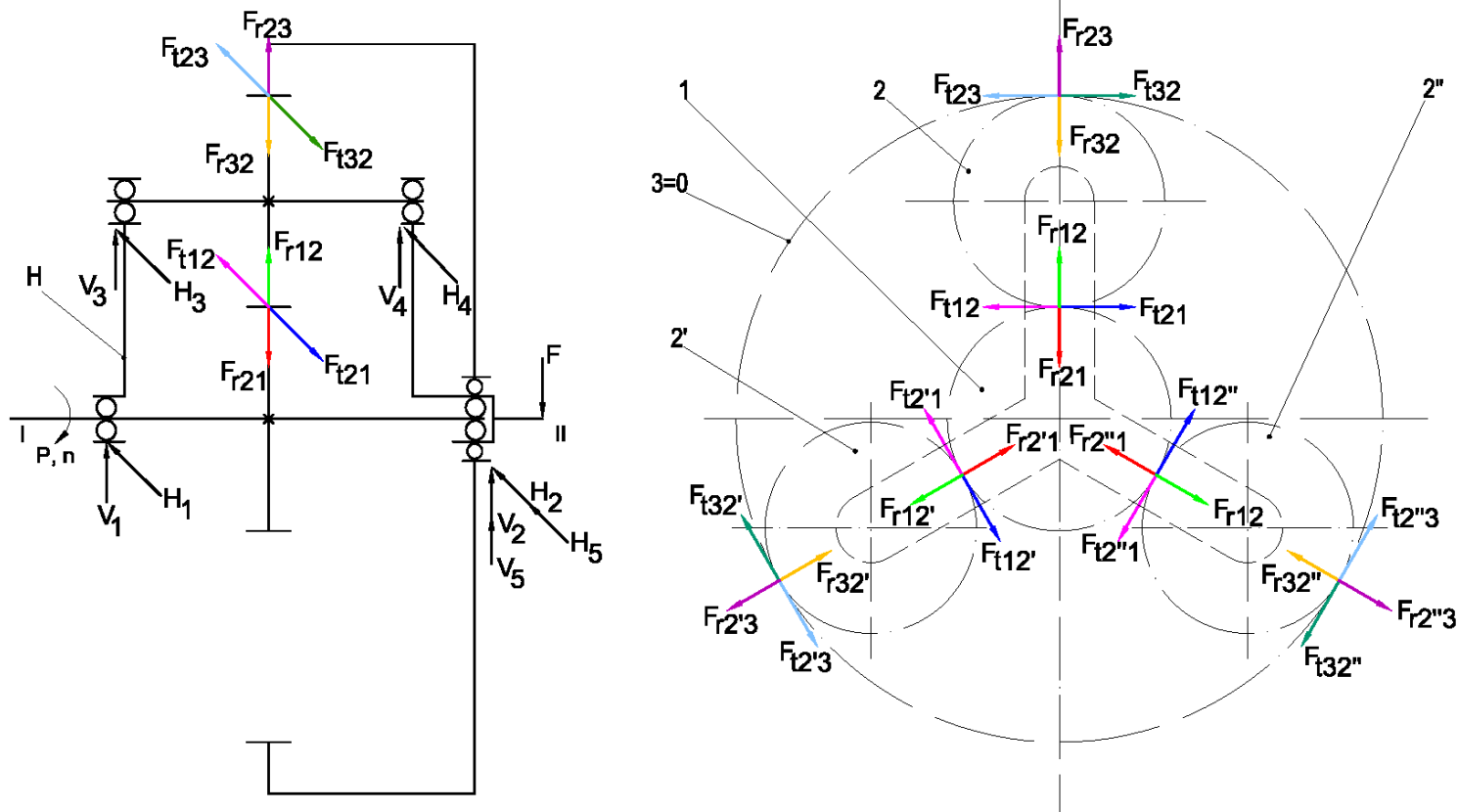


Figura 4.1. Modelul fizic al repartiției forțelor în angrenare pentru transmisii planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior

În această situație asupra arborilor vor acționa rezultantele celor trei grupe de forțe radiale și tangențiale precizate anterior. Astfel, arborele I va fi solicitat de către rezultanta forțelor radiale $F_{r21}, F_{r2'1}, F_{r2''1}$ respectiv rezultanta forțelor tangențiale $F_{t21}, F_{t2'1}, F_{t2''1}$.

În cazul utilizării roților dințate cu dinți înclinați apare și componenta axială F_a a forțelor din angrenare:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (4.6)$$

Forța axială F_a are valoarea dependentă de unghiul de înclinare a dinților, β și solicită axial lagărele portsatelitului cât și pe cele ale axului satelitului și ale arborelui de ieșire al reductorului.

Deoarece sensul forțelor axiale este opus, vor apare deformații axiale ce sunt convertite în deformații torsionale cu ajutorul unghiului de înclinare a dinților β . Cu cât unghiul β este mai mare, cu atât componenta F_a va fi mai mare, atrăgând și deformații axiale λ ale lagărelor care apoi sunt convertite în deformații torsionale δ :

$$\delta = \lambda \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (4.7)$$

În cazul port-satelitului, datorită coeficientului K de neuniformitate a distribuirii putere pe cei N sateliți, apare ca cele N componente F_a care acționează asupra lagărului să fie diferite. În acest caz, apare și o „rotație” a port-satelitului, influențând paralelismul axelor angrenajului, ce conduce la o defectare a angrenării ce influențează negativ randamentul, nivelul vibratoriu și acustic al reductorului planetar. Din acest motiv este necesar de a utiliza lagăre ale port-satelitului cu o rigiditate crescută. Remarca privind utilizarea roților dințate cu dinți înclinați este valabilă și pentru celelalte tipuri de reductoare planetare.

Prin urmare, arborele roții centrale 1 este solicitat din trei puncte echidistante, practic este în echilibru, având reacțiunile egale cu zero. O solicitare a arborelui I apare doar din dezechilibrul repartiției (K) pe cei trei sateliți. Și acest lucru poate fi pus în evidență, deoarece acest dezechilibru solicită lagărele a căror deformație duce la creșterea jocului dintre flancurile angrenajului, iar apoi o găsim în valoarea rigidității torsionale totale ca o componentă demultiplicată cu valoarea raportului de transmitere. Arborele satelitului 2 are două componente privind deformarea lagărului său: o deformare rezultată în urma solicitărilor forțelor din angrenare, deformație ce duce la creșterea jocului între flancurile angrenării iar apoi se regăsește în valoarea rigidității totale ca o componentă, demultiplicată cu raportul

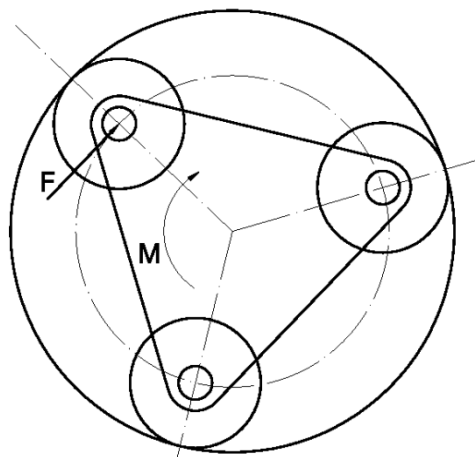


Figura 4.2. Influența momentului de torsiune M a brațului port-satelit asupra deformăției lagărelor roților-satelit

de transmitere (afărent) precum și o deformare rezultată în urma momentului de torsiune al brațului port-satelit.

Așa cum se poate observa din analiza figurii 4.2, momentul M este convertit în forța F care solicită lagărele brațului port-satelit, provocând deformație de încovoiere și care se regăsește în valoarea rigidității torsionale la arborele de ieșire, ca o componentă, demultiplicată cu valoarea raportului de transmitere afărent.

Arborele de ieșire II este supus dezechilibrului prin repartiția K pe cei trei sateliți. Tot arborele II este solicitat și cu o forță exterioară (notată cu F în figura 4.1) ce reprezintă o caracteristică a fiecărui reductor planetar. Astfel pentru reductoarele planetare produse de firma Angred, forța exterioară F are valori cuprinse între 400÷7600 [daN]. Astfel deformațiile arborelui II se regăsesc în creșterea jocului între flancurile angrenării iar apoi în valoarea rigidității care nu este demultiplicată cu valoarea raportului de transmitere. De aceea, lăgăruirea arborelui II trebuie să fie ridicată.

Deformația de contact punctual δ_{rp1} , în cazul în care, în schema cinematică a transmisiilor planetare se utilizează rulmenți radiali cu bile pe un singur rând este dată de relația (4.8)[67, 68]:

$$\delta_{rp1} = 4,3617 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{Q_{\max n}^{2/3}}{D_w^{1/3} \cos \alpha_c} \quad (4.8)$$

Deformația de contact liniar δ_r corespunzătoare utilizării în schema cinematică a rulmenților radiali-axiali cu role cilindrice este reprezentată de relația (4.9) [67, 68]:

$$\delta_r = 4,6195 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{Q_{\max n}^{0.9}}{L^{0.8} \cos \alpha} \quad (4.9)$$

în care $Q_{\max n}$ reprezintă sarcina maximă de interacțiune dintre două corpuri de rulare aflate în contact, calculată pentru fiecare reacțiune în parte, determinată ce ajutorul relației (4.10), unde Z reprezintă numărul corpurilor de rulare, iar α reprezintă unghiul de contact. În cadrul relațiilor (4.8) respectiv (4.9), D_w reprezintă diametrul corpului de rostogolire (în cazul rulmenților radiali cu bile) iar L reprezintă lungimea corpului de rostogolire (în cazul rulmenților radiali cu role) [68].

$$Q_{\max n} = \frac{5R_n}{Z \cos \alpha} \quad (4.10)$$

În ceea ce privește rigiditatea rulmenților ce alcătuiesc transmisia planetară, aceasta a fost considerată de asemenea în cazul sarcinilor radiale, fiind dată de relațiile (4.11) și (4.12). Relația (4.11) oferă valoarea rigidității K_{rp} în cazul când transmisia planetară prezentată utilizează rulmenților radiali cu bile, iar relația (4.12) dă valoarea rigidității K_{rl} în situația când sunt utilizați în construcția transmisiei planetare rulmenți radiali cu role [68].

$$K_{rp} = 3,2933 \cdot 10^{10} \cdot Z \cdot D_w^{1/2} \cos^{5/2} \alpha \delta_r^{1/2} \quad (4.11)$$

$$K_{rl} = 3,1422 \cdot 10^7 \cdot Z \cdot L^{0.88} \cos^{2.111} \alpha \delta_r^{0.111} \quad (4.12)$$

Analiza relațiilor (4.11) și (4.12) scoate în evidență legătura matematică existentă între rigiditate și deformațiile din rulmenții transmisiei planetare, determinate cu ajutorul relațiilor (4.8) respectiv (4.9). Din această legătură matematică rezultă că asigurarea unei precizii și rigidități crescute în funcționarea transmisiei planetare utilizate în acționarea roboților industriali este condiționată de montarea rulmenților fără joc și de existența unor forțe suplimentare rezultate în urma pretensionării, pe lângă cele ce rezultă în urma angrenării roților centrale și roților-satelit din componența transmisiei planetare.

Curbele de variație ale deformației lagărelor în raport cu valoarea reacțiunii totale, respectiv curba de variație a rigidității lagărelor transmisiei planetare în raport cu valoarea deformației sunt date în figurile 4.3 respectiv 4.4, în cazul utilizării rulmenților cu bile și cu role. Analiza acestor diagrame arată faptul că în cazul rulmenților cu bile, la sarcini mici aplicate pe rulment, deformațiile sunt mari, pentru ca mai apoi, această dependență să se modifice în mod sensibil.

Rezultă deci, faptul că, este de preferat ca deformațiile lagărelor să fie mici, fiind deci necesară aplicarea unei forțe de prestrângere (pretensionare) inițială care să evite funcționarea rulmenților transmisiei planetare în zona deformațiilor mari. Sarcinile ulterioare aplicate rulmenților pretensionați conduc la deformații mai mici și la o rigiditate crescută a acestora.

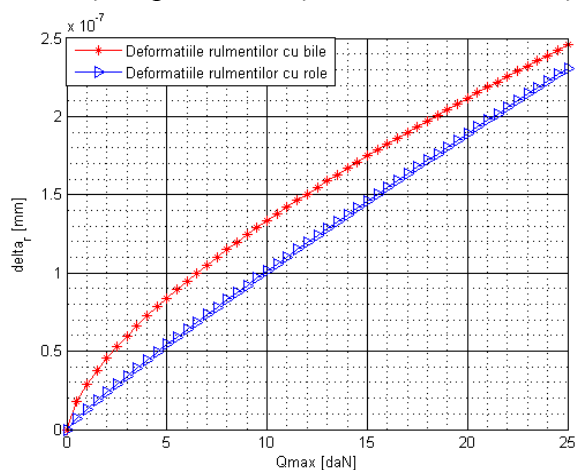


Figura 4.3. Diagrama deformație-sarcină în cazul utilizării rulmenților cu bile și cu role în schema cinematică a transmisiei planetare

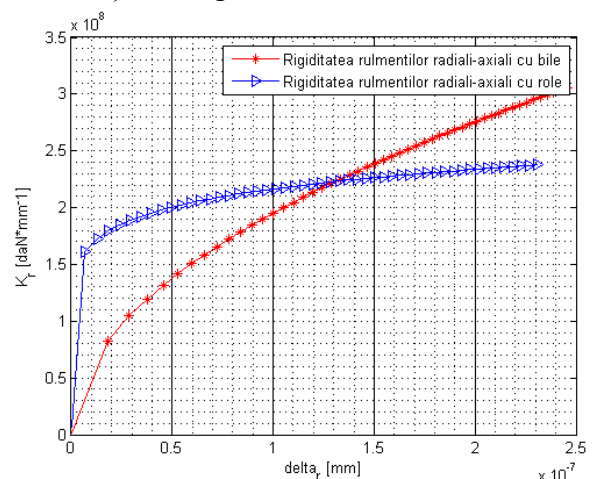


Figura 4.4. Diagrama rigiditate-deformație în cazul utilizării rulmenților cu bile și cu role în schema cinematică a transmisiei planetare

Rezultatele arată faptul că valori reduse ale reacțiunilor sunt obținute în cazul în care roțile-satelit sunt rezemate la capete, în timp ce în situația în care roțile-satelit sunt libere la extremități, se obțin valori ale reacțiunilor mai mari, egale chiar cu diferența dintre rezultantele grupelor corespunzătoare de forțe radiale și tangențiale. Cu toate acestea, a doua soluție de lăgăruire are un preț de cost mai scăzut. Cu toate acestea, în ambele situații este de preferat aducerea valorii coeficientului K cât mai aproape de valoarea teoretică, deoarece, deși se obțin valori mai mari ale reacțiunilor, acestea vor fi echilibrate, reducând în același timp valorile deformațiilor și crescând rigiditatea în lagăre. O altă posibilitate de a obține o echilibrare a forțelor constă într-o execuție de clasă de precizie corespunzătoare a roților dințate, având de asemenea consecințe favorabile asupra randamentului transmisiei planetare.

Aceste observații sunt confirmate și de către diagrama deformație-sarcină pentru rulmenții cu bile și cu role prezentată în figura 4.3 respectiv diagrama rigiditate-deformație

pentru aceleași tipuri de rulmenți indicată în figura 4.4. Obținerea unei rigidități crescute respectiv a unor deformații de valori mai reduse în cazul rulmenților cu role poate fi pusă tocmai pe seama contactului liniar.

O serie de variante de rezemare ale roților-satelit sunt prezentate în acest sens în figura 4.5. Varianta *a* corespunde situației în care roțile-satelit sunt montate pe un braț port-satelit având formă închisă, fiind lăgăruite în același timp pe acesta, rulmenții fiind asigurați cu ajutorul unor inele. Varianta *b* corespunde situației când roțile-satelit sunt de asemenea libere pe arbore, fiind montate însă pe un braț port-satelit având formă deschisă, iar rulmenții sunt poziționați la o distanță cu ajutorul unui distanțier, în scopul reducerii jocului din rulmenți. Varianta *c* este corespunzătoare situației utilizării rulmenților cu ace, care, având contact liniar prezintă o rigiditate mai bună, având în același timp un gabarit redus. Varianta *d* materializează situația când roțile-satelit sunt lăgăruite la extremități iar varianta *e* ilustrează posibilitatea montării cu prestrângere a rulmenților.

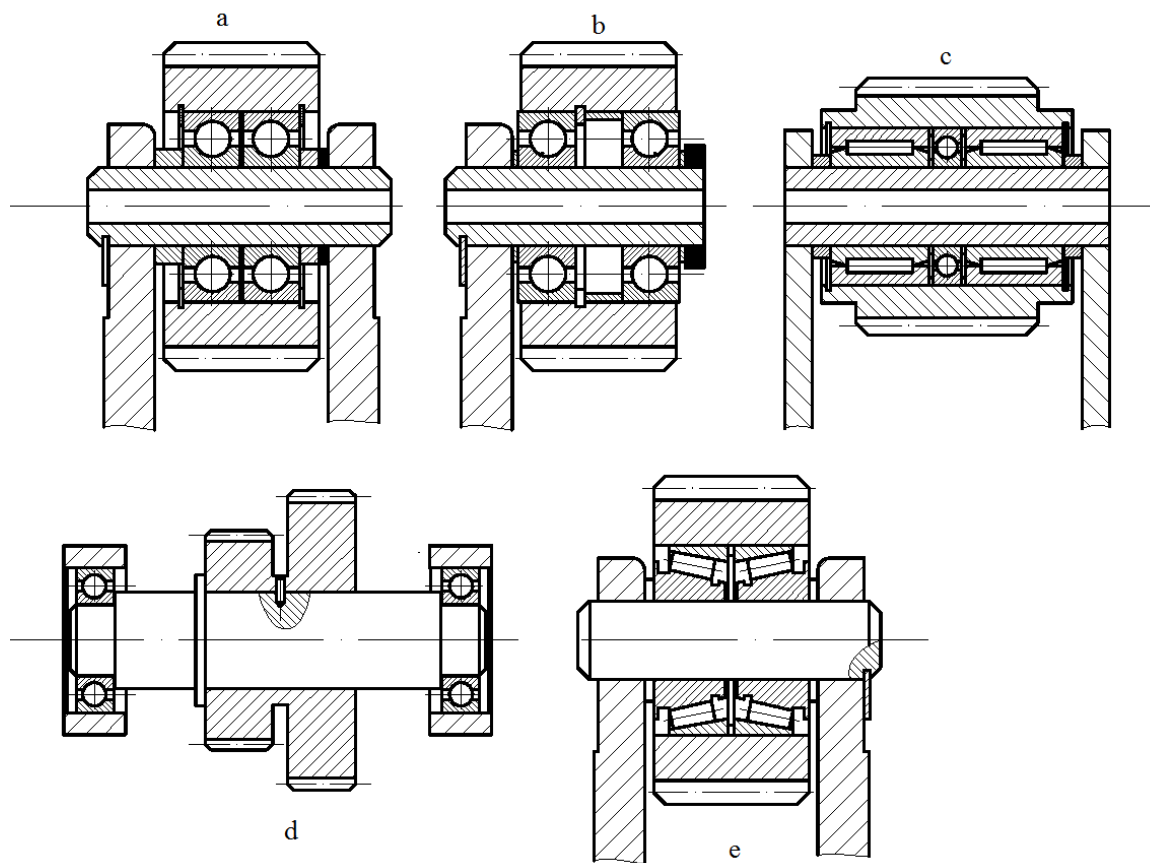


Figura 4.5. Variante de montaj a roților-satelit pe lagăre cu rulmenți [22, 48]

Analiza acestor variante de montaj arată faptul că în cadrul variantelor *a*, *b*, *c*, *e*, s-au utilizat rulmenți având corpuri de rulare dispuse pe mai multe rânduri. În același timp, aceste soluții de montare a roților-satelit asigură o reducere a jocului, întrucât se utilizează prestrângerea, în acest sens, în cadrul variantei *e* fiind întrebuințați rulmenți cu role, dispuse în X. Aceasta este aplicabilă atât roților-satelit duble cât și roților-satelit simple și permite utilizarea de rulmenți având corpuri de rulare pe un singur rând, datorită reacțiunilor mai mici care încarcă rulmenții. În vederea creșterii rigidității poate fi de asemenea utilă creșterea numărului de lagăre din componența transmisiilor planetare, însă trebuie avut în vedere faptul

că numărul de lagăre influențează randamentul lagărelor transmisiei planetare (și deci pierderile de putere din lagăre), ce reprezintă, după cum este cunoscut o componentă a randamentului total η_0 corespunzător mecanismului echivalent cu axe fixe.

Având în vedere faptul că în cadrul variantei *c*, existența coliviei superioare aflate în contact cu roata-satelit și existența coliviei inferioare aflate în contact cu arborele pe care este rezemată roata-satelit duce la o creștere a gabariturii, rezultă posibilitatea reducerii acestuia în urma elaborării soluției constructive de rezemare a roților-satelit prezentată în figura 4.6.

Astfel și în acest caz sunt întrebuințate două rânduri de corpuri de rulare caracterizate prin contact liniar (role) care sunt menținute la aceeași distanță cu ajutorul distanțierului 1. În scopul preluării sarcinilor axiale, se prevăd lagărele axiale notate 2 și 3, lagărul axial 2 fiind executat din oțel tratat, iar lagărul axial 3 este executat dintr-un aliaj CuSn.

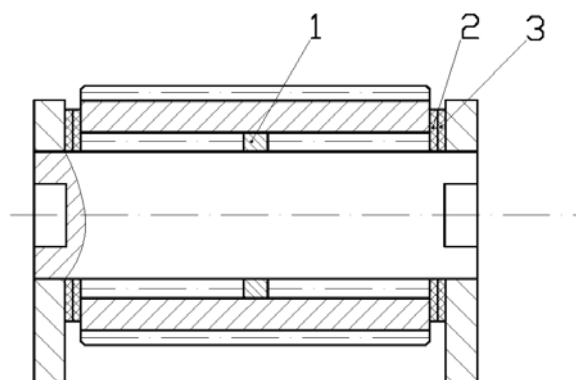


Figura 4.6. Soluție de îmbunătățire a variantei *c* din figura 4.5

Poate fi remarcat faptul că rolele se află într-un contact direct cu arborele roții-satelit respectiv roata-satelit, prin eliminarea celor două colivii. Cu toate acestea, soluția se pretează a fi utilizată doar în cazul brațelor port-satelit de formă închisă, tocmai datorită posibilității preluării forțelor axiale, în cazul utilizării danturii cu dinți înclinați. Această soluție permite o minimizare semnificativă a gabariturii întregii transmisii planetare.

4.5. Concluzii și recomandări privind îmbunătățirea rigidității torsionale ale reductoarelor planetare utilizate în construcția roboților industriali

În urma cercetărilor teoretice efectuate cu privire la influența forțelor din angrenare asupra deformațiilor și rigidităților din lagăre au rezultat următoarele:

1. Influența forțelor din angrenare asupra reacțiunilor din lagăre și implicit asupra deformațiilor și rigidității rulmenților este într-o strânsă legătură cu schema cinematică a transmisiei, dar și cu modul de rezemare a roților-satelit pe lagăre. Pentru toate transmisiile studiate s-a avut în vedere faptul că puterea de la intrare este ramificată printr-un număr de N roți-satelit identice. Din această ultimă observație rezultă recomandarea poziționării pe cât posibil echidistantă a roților-satelit, în vederea obținerii unei bune echilibrări. Deși studiile realizate în cadrul acestui capitol au considerat pentru fiecare transmisie planetară câte $N=3$ roți-satelit (deci 6 roți-satelit în cazul transmisiei cu angrenaj exterior, aceasta având sateliți dubli), mărirea numărului de sateliți (având însă în vedere condițiile de montaj, vecinătate, coaxialitate) ar duce la obținerea de rezultante ale forțelor din angrenare

- de valori mai mici, permițând în consecință reducerea dimensiunilor și implicit a gabariturii transmisiei planetare, în cadrul etapei de dimensionare;
2. Din perspectiva obținerii unor reacțiuni de valori reduse ce au ca efect obținerea unor deformații reduse în rulmenți, se recomandă adoptarea soluției de rezemare la extremități a roților-satelit, iar din perspectiva reducerii prețului de cost, se recomandă pe de altă parte adoptarea soluției constructive în care roțile-satelit sunt libere să se rotească pe arbore. În acest caz se va avea însă în vedere dimensionarea corespunzătoare a rulmenților, în vederea compensării deformațiilor, având în vedere faptul că se obțin în acest caz reacțiuni de valori mai mari.
 3. Așa cum rezultă din cadrul studiului și din cele prezentate, deformațiile din rulmenți și rigiditatea acestora este influențată și de contactul dintre corpurile de rulare. Din acest punct de vedere se recomandă proiectanților constructori de reductoare planetare pentru roboți industriali folosirea cu predilecție a rulmenților cu role, datorită rigidității lor crescute în detrimentul celor cu bile.
 4. Pentru creșterea rigidității torsionale, pe lângă tipul de lăgăruire stabilit, pentru fiecare element mobil constitutiv al reductorului planetar, se are în vedere și dimensionarea „pe măsură” a elementelor componente care sunt supuse aceluiași forțe ca și lagărele lor. Deformațiile elastice ale elementelor constitutive sunt însumate cu cele ale lagărelor și participă direct la obținerea rigidității torsionale.
 5. Din punct de vedere a uniformizării sarcinilor transmise pe roțile-satelit și deci în vederea aducerii coeficientului K la o valoare cât mai apropiată de cea teoretică, se recomandă alegerea unei clase de precizie optime pentru brațul port-satelit și roțile-satelit. Cu toate că în cazul în care coeficientul K nu reflectă o repartiție uniformă, au rezultat valori mai mici ale reacțiunilor forțelor din angrenare, acestea se datorează tocmai acestor neuniformități și au ca efect dezechilibre în ceea ce privește repartiția forțelor ce încarcă elementele componente ale transmisiei planetare.
 6. O soluție de reducere a dezechilibrelor brațului port-satelit ar fi autocentrarea realizată chiar după elementul fix în cazul transmisiei planetare. Aceasta presupune însă existența unui sistem de centrare static determinat, adică prezența a minim trei puncte de sprijin, materializate prin roțile-satelit ce formează transmisia planetară, nefiind posibilă autocentrarea în cazul a mai puțin de trei roți-satelit. Totuși, în cazul roboților industriali turația de intrare în reductor este cea a motorului de antrenare care este cuprinsă între 3000÷10000 [rot/min] ceea ce impune ca toate elementele aflate în mișcare de rotație, mai ales cele din treapta I, să fie lăgăruite. Din această cauză, elementul port-satelit din structura reductoarelor planetare, destinate roboților industriali, trebuie să fie lăgăruit și nu lăsat liber pentru autocentrare. Această recomandare asigură obținerea unor comportări dinamice bune (sub aspect vibratoriu) a reductorului planetar.
 7. Având în atenție valoarea maximă a turației motoarelor de antrenare (3000÷10000 [rot/min]) cât și valoarea maximă a turației cuplelor de rotație (20÷100 [rot/min]) de la roboții industriali, rezultă un raport de transmitere a reductoarelor planetare cuprins între 40 și 100. Obținerea valorii raportului de transmitere în acest caz, se poate face cu reductoare planetare cu două trepte. Abordarea și comportarea celor

două trepte este relativ diferită deoarece prima treaptă este supusă turațiilor mari, momentelor de torsiune și încovoiere relativ mici, iar treapta a doua este supusă momentelor mari și turațiilor reduse. Prin urmare, toate elementele cercetate în acest capitol, aflate în prima treaptă, cu referire la rigiditatea torsională, vor fi demultiplicate cu valoarea raportului de transmitere ale primei trepte ($i=8\div 13$). Acest aspect face ca abordarea fenomenelor supuse atenției cu privire la rigiditatea torsională să aibă o bună corelare cu randamentul reductorului, clasa de precizie a pieselor constitutive primei trepte, comportament vibratoriu, etc., în sensul că rigiditatea torsională cumulată a primei trepte va fi redusă de aproximativ 10 ori.

8. O etapă deosebită trebuie acordată arborelui de ieșire al reductorului planetar, deoarece deformațiile elastice cauzate de forțele din exterior cât și din interior și ale căror valori se regăsesc integral în parametrii finali ai reductorului. Din acest punct de vedere, lărguirea arborelui de ieșire trebuie să aibă o bună rigiditate cât și o dimensionare „pe măsură” a diametrului. De asemenea ultima angrenare ce antrenează arborele de ieșire trebuie să aibă un joc între flancuri minimizat ceea ce presupune aplicarea unui sistem cu posibilitatea reglării jocului, sau prin creșterea clasei de precizie a ultimelor elemente pentru a reduce jocul dintre flancurile dinților ultimului angrenaj.
9. În scopul creșterii rigidității torsionale, majoritatea constructorilor de reductoare planetare destinate roboților industriali asigură conectarea reductorului la elementul mobil al cuplei prin soluții constructive care să elimine orice sursă de joc. Astfel, din structura constructivă a arborelui de ieșire al reductorului planetar să fie prevăzut posibilitatea cuplării tip „brățară” sau prin cuplarea cu pene tronconice (este exclus cuplare prin pene paralele care sunt purtătoare de joc).
10. Calitatea unui reductor planetar pentru roboții industriali depinde de destinația și performanțele cerute de procesul tehnologic. Varietatea aplicațiilor roboților industriali este foarte mare și la fel de mare este și variația preciziei de poziționare care se cere. Având în atenție acest aspect, rezultă că și performanțele reductoarelor planetare folosite vor fi diferite. Astfel în cazul roboților industriali, unde pe lângă precizie de poziționare se cere și o eroare a traiectoriei, cazul roboților de control, atunci rigiditatea torsională a reductorului planetar este determinată. Totodată în această analiză trebuie avut în vedere și tipul forțelor rezistente dacă sunt constante pe parcursul procesului sau sunt variabile (pulsatorii) caz în care rigiditatea torsională trebuie crescută.

CAPITOLUL 5

CERCETĂRI PRIVIND MINIMIZAREA JOCULUI DIN ANGRENARE LA REDUCTOARELE PLANETARE UTILIZATE ÎN ACȚIONAREA ROBOȚILOR INDUSTRIALI

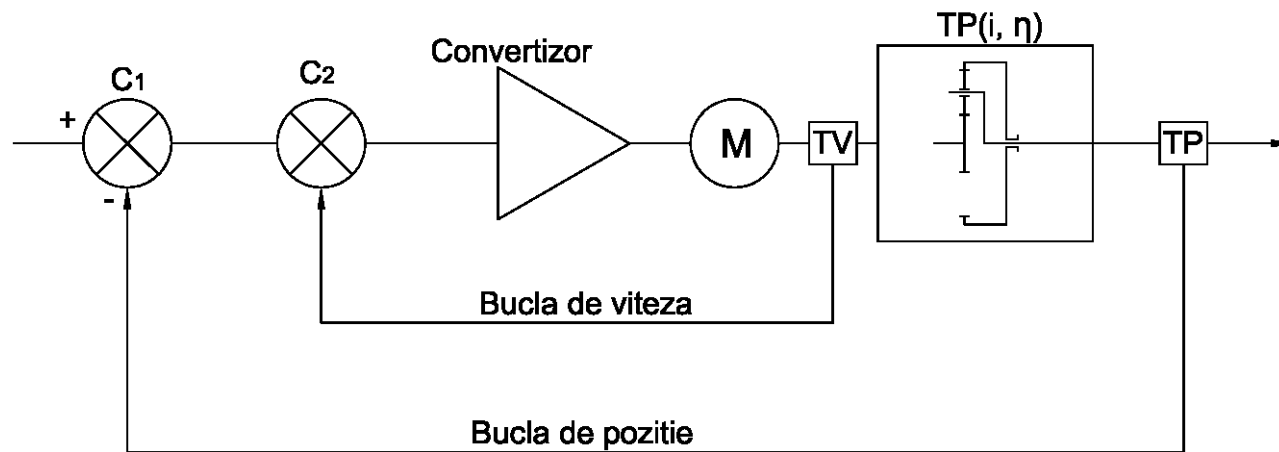
Așa cum a fost precizat în cadrul capitolului anterior, în componența cursei moarte intră atât deformațiile rezultate în urma forțelor ce se datorează angrenării roților componente ale transmisiei planetare, cât și jocurile existente între flancurile dinților roților dințate ce alcătuiesc transmisia planetară, suma acestor două componente fiind raportată la elementul final dat de brațul robotic.

Efectul cursei moarte asupra preciziei de poziționare a robotului depinde și de amplasarea transmisiei planetare în cadrul lanțului cinematic de poziționare în ansamblul său, cu bucele de viteză și poziție, prezentat în figura 5.1. Ambele bucle se închid cu ajutorul a două traductoare și anume traductorul de viteză TV, în cazul buclei de viteză, respectiv traductorului de poziție TP în cadrul buclei de poziție. Elementul notat C_1 reprezintă comparatorul, iar convertizorul de frecvență are rolul unui amplificator de putere, semnalul ce provine de la acesta fiind transmis motorului electric ce antrenează în mișcare de rotație elementul motor al transmisiei planetare, elementul receptor fiind cuplat cu brațul robotic. Figura 5.1 arată de asemenea două variante de amplasare a transmisiei planetare în structura buclei, astfel că în cadrul figurii 5.1a transmisia planetară este amplasată în interiorul buclei de poziție, traductorul de poziție fiind situat pe arborele de ieșire al transmisiei planetare, iar în cadrul variantei prezentate în figura 5.1b, transmisia planetară este situată în afara buclei de poziție și în consecință traductorul de viteză și traductorul de poziție sunt amplasate pe arborele de intrare al transmisiei planetare. În cadrul ambelor comparatoare notate C_1 și C_2 , semnalul reacției inverse este trimis în acestea, unde are loc realizarea unei diferențe cu semnalul de intrare, care va fi în continuare amplificată și transmisă către motorul electric ce antrenează în mișcare de rotație arborele de intrare al transmisiei planetare [144, 145].

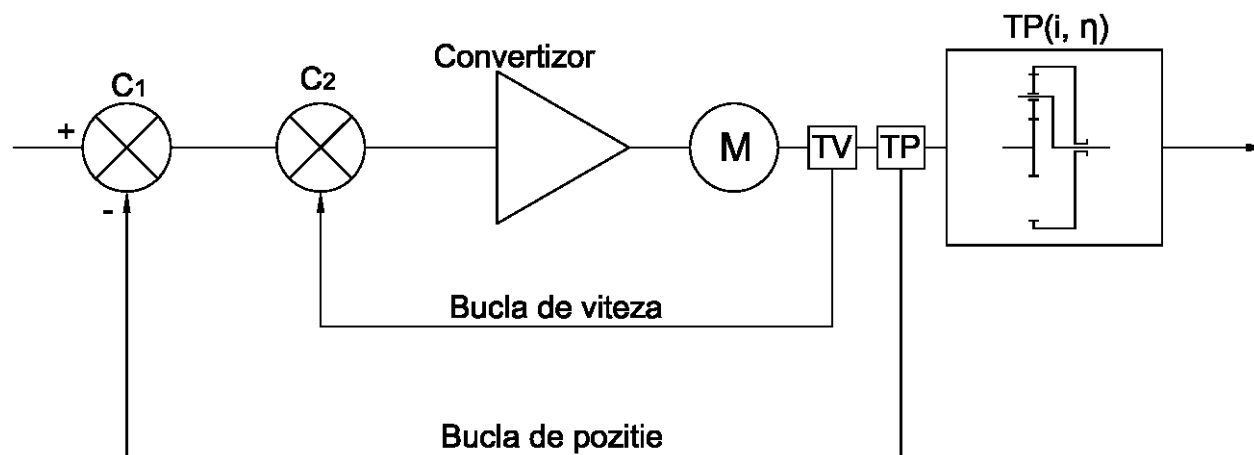
Cunoașterea amplasării transmisiei planetare în cadrul buclelor este importantă deoarece oferă o serie de informații privind influența jocului și a rigidității transmisiei planetare, studiate în cadrul capitolului anterior, asupra lanțului cinematic în ansamblul său. Astfel, în cazul în care transmisia planetară este inclusă în bucla de poziție, va avea loc o compensare a jocului, în timp ce în situația când transmisia planetară nu se regăsește în cadrul buclei de poziție, nu mai are loc această compensare electronică a jocului și prin urmare este necesară adoptarea unor soluții constructive de preluare mecanică a jocului, în cadrul transmisiei planetare, în acest sens existând o preluare a jocului fie rigidă, fie elastică [144].

Varianta de compensare rigidă a jocului în cadrul transmisiilor planetare utilizate în buclă închisă nu poate duce la o eliminare completă a jocului, datorită erorilor de execuție a roților centrale și roților-satelit din componența transmisiei planetare, prin urmare se poate spune că această variantă de preluare a jocului doar minimizează jocul la arborele de ieșire. Pe de altă parte, varianta de compensare elastică elimină în totalitate jocul, însă afectează randamentul transmisiei planetare, măbind pierderile de putere prin frecare [144].

Întrucât, așa cum s-a precizat în cadrul capitolului dedicat studiului vitezelor periferice, este important ca transmisiile planetare utilizate în construcția roboților industriali să funcționeze fără zgomot și vibrații mari, iar în același timp, conform capitolului anterior, este



a



b

Figura 5.1. Variante ale lanțului cinematic de poziționare de la roboții industriali: a – transmisia planetară este inclusă în bucla de poziție (măsurare directă), b – transmisia planetară nu este inclusă în bucla de poziție (măsurare indirectă) [144, 145]

important să aibă o rigiditate torsională ridicată, rezistând la solicitările ce apar în timpul angrenării și un joc redus. În acest caz faptul că, în utilizarea soluțiilor de preluare rigidă a jocului, acesta poate fi minimizat prin execuția roților dințate într-o clasă superioară de precizie, rezultă faptul că precizia roților centrale, roților-satelit și brațului port-satelit (având în vedere faptul că și acestea execută o mișcare de rotație în cadrul transmisiei planetare) din componența transmisiilor planetare este definită de trei criterii de bază [67]:

- Criteriul de precizie cinematică, ce stabilește eroarea maximă a unghiului de rotire a roților centrale, roților-satelit și brațului port-satelit, ce se verifică la o rotație completă a acestora;
- Criteriul de funcționare lină a roților centrale, roților-satelit și brațului port-satelit din componența transmisiei planetare, care stabilește valorile componentelor erorii maxime a unghiului de rotire a roților centrale, roților-satelit și brațului port-satelit, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații complete a acestor elemente;
- Criteriul privind contactul între dinții roților centrale și roților-satelit din componența transmisiei planetare, care stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților acestora și erorile de direcție și poziție, prin raportul în procente dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței active a flancurilor;

Jocul dintre flancurile roților centrale și roților-satelit, notat în general prin J este definit, ca fiind jocul dintre dinții roților conjugate din angrenajul format din roata centrală și roata-satelit, în cazul transmisiilor planetare, care asigură o rotație liberă a uneia din roțile dințate atunci când cealaltă este fixă. Măsurarea acestuia (sau în cazul de față determinarea teoretică a acestuia în funcție de jocul unghiular) va fi efectuată într-o secțiune perpendiculară, pe un plan tangent la cilindrul de bază al roților centrale sau roților-satelit.

În contextul cercetării jocului dintre flancurile dinților roților dințate, în afara condițiilor ce trebuiesc îndeplinite de către roțile dințate, un rol major revine și pieselor conjugate din structura reductorului planetar.

Astfel, la orice tip de angrenare, distanța dintre axe influențează direct jocul dintre flancurile dinților. Valoarea câmpului de toleranță a distanței dintre axe trebuie micșorată, pentru care se impune creșterea clasei de precizie pentru această dimensiune. Mai mult la producția de serie se pot face sortări privind grupe ale câmpului de toleranță a distanței între axe ce urmează a impune realizarea angrenajului prin sortarea roților dințate din punct de vedere a lungimii cotei peste dinți.

În cadrul acestui capitol vor fi abordate cele patru tipuri de transmisii planetare cercetate, în vederea stabilirii influenței variantelor constructive asupra jocului unghiular la arborele de ieșire. În acest sens vor fi urmărite următoarele etape de lucru:

- Intocmirea unor scheme de repartiție a jocurilor unghiulare (pentru arborele de intrare și ieșire) și a jocurilor dintre flancurile roților centrale și roților-satelit pentru fiecare transmisie planetară în parte;
- Exprimarea matematică a legăturilor existente între jocul unghiular la arborele de ieșire și jocul la arborele de intrare, prin intermediul rapoartelor de transmitere și respectiv a jocului dintre flancuri în funcție de jocul unghiular, având cunoscute de asemenea razele de divizare a roților dințate și roților-satelit ce alcătuiesc transmisia planetară.

5.1. Cercetări teoretice privind jocul din angrenare pentru transmisiile planetare 2K-H cu angrenaj exterior și interior

Repartiția jocurilor unghiulare și a jocurilor dintre flancurile roților centrale și roților-satelit din angrenare în cazul acestei transmisii planetare, este prezentată în cadrul figurii 5.1, în cele ce urmează fiind explicate notațiile realizate în cadrul acestei figuri, în scopul unei mai bune înțelegeri a acesteia:

- ψ_1 – jocul unghiular corespunzător arborelui roții centrale 1;
- $\psi_{2,2',2''}$ – jocul unghiular corespunzător arborilor roților-satelit (în cazul în care acestea sunt fixe și lăgăruite la extremități) sau jocul unghiular al roților-satelit propriu-zise, în cazul în care acestea sunt libere pe arbore și rezemate pe lagăre;
- ψ_H – jocul unghiular care corespunde arborelui de ieșire, care după cum s-a precizat anterior, la această transmisie este cuplat cu brațul port-satelit H;
- $J_{12,2',2''}$ – jocul dintre flancuri rezultat în urma angrenării roții centrale 1 cu roțile-satelit 2,2',2'';
- $J_{2,2',2''3}$ – jocul dintre flancuri ce rezultă în urma angrenării roților-satelit 2,2',2'' cu roata centrală (coroana dințată) 3.
- $R_1, R_{2(2',2'')}, R_3$ – razele de divizare ale roții centrale 1, roților-satelit 2,2',2'' și coroanei dințate 3.

Având cunoscute rapoartele de transmitere specifice acestei transmisii planetare, în urma aplicării metodei însumării în cadrul studiului vitezelor periferice, rezultă relațiile (5.1) și (5.2):

$$\psi_{2(2'2'')} = \frac{\psi_1}{i_{12}} \Rightarrow \psi_{2(2'2'')} = \frac{\psi_1 \left(1 - \frac{z_3}{z_2} \right)}{1 + \frac{z_3}{z_1}} \quad (5.1)$$

$$\psi_H = \frac{\psi_1}{i_{1H}} \Rightarrow \psi_H = \frac{\psi_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}} \quad (5.2)$$

O analiză asupra relațiilor (5.1) respectiv (5.2) arată faptul că valoarea jocului unghiular este demultiplicată cu valoarea raportului de transmitere corespunzător, în mod evident, atât timp cât acesta este subunitar, prin urmare, pe măsură ce are loc creșterea raportului de transmitere, va avea loc o scădere corespunzătoare a jocului unghiular, exprimat de regulă, așa cum s-a observat în cadrul capitolului 1, în minute unghiulare.

Din triunghiurile dreptunghice având drept catete razele de divizare ale roților dințate și jocurile dintre flancuri, rezultă legătura matematică între jocurile dintre flancuri și jocurile unghiulare, conform relațiilor (5.3) respectiv (5.4).

În cadrul relațiilor (5.4), egalitatea teoretică a jocurilor dintre flancuri rezultate din angrenarea roților-satelit cu roata centrală 3 se obține când razele de rostogolire ale roților-satelit sunt egale, acesta fiind de altfel cazul teoretic în care are loc o repartiție uniformă a puterii la intrare pe roțile-satelit.

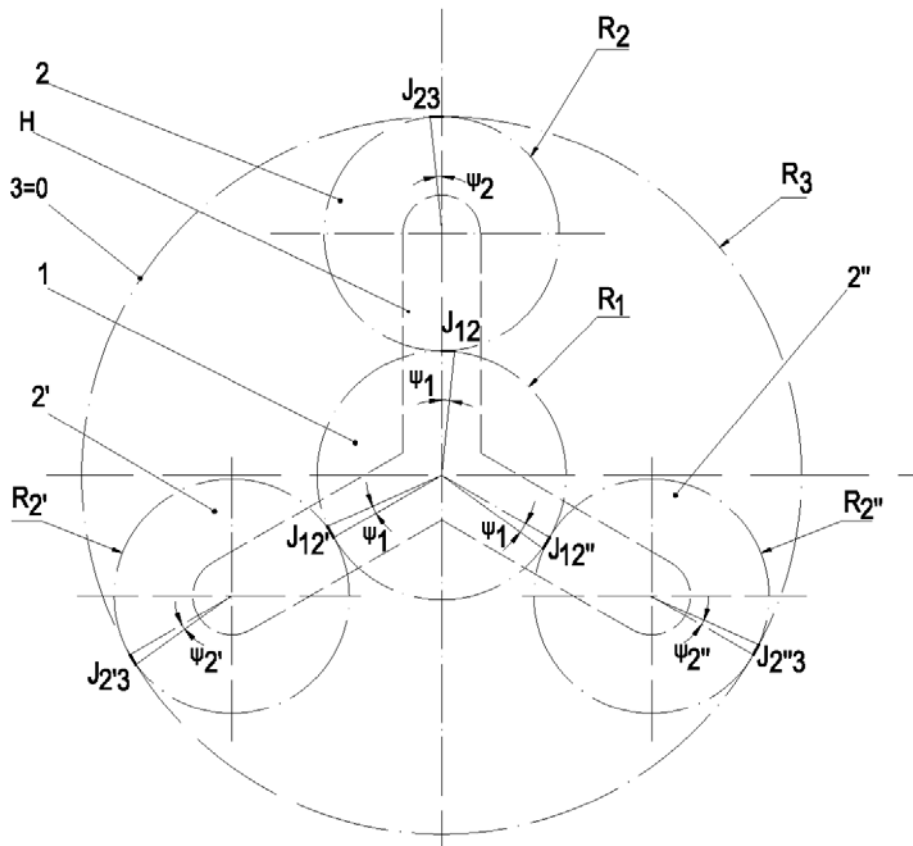


Figura 5.1. Distribuția jocurilor unghiulare și jocurilor dintre flancuri pentru transmisia planetară cu angrenaj exterior și interior

$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{J_{12(2'2'')}}{R_1} \Rightarrow J_{12(2'2'')} = R_1 \cdot \operatorname{tg} \psi_1 \quad (5.3)$$

$$\operatorname{tg} \psi_2 = \frac{J_{23}}{R_2} \Rightarrow J_{23} = R_2 \cdot \operatorname{tg} \psi_2$$

$$\operatorname{tg} \psi_{2'} = \frac{J_{2'3}}{R_{2'}} \Rightarrow J_{2'3} = R_{2'} \cdot \operatorname{tg} \psi_{2'} \quad (5.4)$$

$$\operatorname{tg} \psi_{2''} = \frac{J_{2''3}}{R_{2''}} \Rightarrow J_{2''3} = R_{2''} \cdot \operatorname{tg} \psi_{2''}$$

O analiză efectuată asupra relațiilor arată că jocul unghiular și implicit jocul dintre flancuri poate fi redus prin mărirea diametrului de divizare și implicit a razei de divizare a roților-satelit, mărime ce apare în relațiile (5.3) și (5.4). Această observație este echivalentă cu cea a măririi raportului de transmitere a transmisiei planetare în general, deoarece roțile-satelit având diametrul de divizare mai mare, în scopul menținerii distanței dintre axe, și deci a condiției de coaxialitate, roata centrală 1 va avea diametrul de divizare mai mic, ducând la creșterea raportului de transmitere.

Așa cum s-a arătat însă anterior, din considerente de gabarit, această transmisie planetară nu poate depăși $i=10$ pe o singură treaptă de reducere, din acest motiv fiind necesară și abordarea celorlalte tipuri de transmisii planetare.

În cadrul acestui studiu, s-a considerat faptul că jocurile de flanc ale celor N roți-satelit sunt aceleași, însă în cazul variației mărimii diametrului de divizare al acestora, acestea vor

varia în consecință. Având în vedere, conform, metodei însumării (regulii lui Swamp) aplicate în cazul acestei transmisii planetare, faptul că:

$$i_{13} = i_{12(2'2'')} \cdot i_{2(2'2'')H} \quad (5.5)$$

Rezultă că jocul unghiular corespunzător brațului port-satelit ψ_H mai poate fi scris și în funcție de jocul unghiular al roților-satelit $\psi_{2(2'2'')}$ pe baza raportului de transmitere $i_{2(2'2'')H}$ conform relațiilor (5.6):

$$\begin{aligned} \psi_{2(2'2'')} &= \frac{\psi_1}{i_{12(2'2'')}} \\ \psi_H &= \frac{\psi_{2(2'2'')}}{i_{2(2'2'')H}} \Rightarrow \psi_H = \frac{\psi_{2(2'2'')}}{1 - \frac{z_3}{z_2}} \end{aligned} \quad (5.6)$$

Așa cum se poate observa din relațiile (5.6), valoarea jocului la ieșire este influențată de către valoarea jocului unghiular și implicit a jocului dintre flancurile corespunzătoare roților-satelit. Ca urmare, este necesară acordarea unei importanțe privitoare la precizia execuției acestora și a brațului port-satelit.

În baza analizei făcute privind sursele jocului reductorului planetar 2K-H cu angrenaj exterior și interior, se poate stabili jocul unghiular total Ψ_{HT} pe baza relației (5.7):

$$\Psi_{HT} = \psi_1 \cdot i_{1H} + \psi_{2(2'2'')} \cdot i_{2(2'2'')H} + \psi_H \quad (5.7)$$

Se fac înlocuirile și rezultă relația (5.8):

$$\Psi_{HT} = \psi_1 \cdot \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) + \psi_{2(2'2'')} \cdot \left(1 - \frac{z_3}{z_2}\right) + \psi_H \quad (5.8)$$

Analiza relațiilor (5.7) și (5.8) arată faptul că valoarea jocului unghiular total la arborele de ieșire Ψ_{HT} este influențată de valoarea jocului unghiular al roții centrale ψ_1 , de valoarea jocului unghiular corespunzător roților satelit $\psi_{2(2'2'')}$, precum și de valoarea jocului unghiular ψ_H corespunzător brațului port-satelit.

Prin urmare, așa cum se poate observa în relația (5.8), jocul unghiular total Ψ_{HT} este influențat pe de o parte, de către valorile numerelor de dinți ale roților centrale, respectiv roților-satelit, iar pe de altă parte se remarcă o influență directă a jocului unghiular corespunzător brațului port-satelit ψ_H .

O creștere a numărului de dinți corespunzător roții centrale z_1 va avea ca efect o scădere corespunzătoare a numărului de dinți corespunzător roților-satelit z_2 . De asemenea, având în vedere că numărul de dinți al coroanei dințate z_3 este mult mai mare față de numerele de dinți corespunzătoare roții centrale z_1 , respectiv roților-satelit z_2 , o creștere în valoare a raportului

de transmitere i_{1H} va fi compensată de o scădere datorată semnului minus din expresia raportului de transmitere i_{2H} . Astfel cele două surse corespunzătoare ale jocului unghiular total Ψ_{HT} vor avea o influență minimală, în timp ce jocul unghiular al brațului port-satelit Ψ_H va avea cea mai mare influență asupra jocului total Ψ_{HT} .

5.5. Concluzii privind minimizarea jocului din angrenajele planetare

În urma cercetărilor teoretice efectuate cu privire la minimizarea jocului din angrenajele planetare au rezultat următoarele concluzii:

1. Utilizarea reducerii jocului, în varianta elastică și rigidă, poate fi întâlnită în cazul lanțurilor cinematice de poziționare de la roboții industriali ce au ca element al transmisiei reductorul planetar. De asemenea, poate fi întâlnită și compensarea electronică a jocului, aceasta contribuind de asemenea la o creștere a preciziei de poziționare a robotului. Rezultă astfel, faptul că prezența celor două metode principale de compensare a jocului (mecanică și electronică) face ca lanțurile cinematice de poziționare ale roboților industriali să fie mai puțin pretențioase la prezența jocurilor, tocmai datorită prezenței acestor metode de compensare a jocurilor. Sensibilitatea lanțurilor cinematice de poziționare la prezența jocurilor, se traduce prin imprecizia regăsită de-a lungul traiectoriei organului terminal al robotului, aceasta manifestându-se chiar și la valori reduse ale jocurilor și a deformațiilor elastice proprii elementelor ce alcătuiesc reductorul planetar din structura lanțului cinematic.
2. Rezultatele cercetării teoretice privind jocurile dintre flancurile roților dințate ale reductoarelor planetare sunt recomandate proiectanților constructori de roboți industriali, în scopul alegerii soluției constructive potrivite care să asigure valori minimale ale jocului unghiular la arborele de ieșire. Alegerea soluției constructive adecvate asigură obținerea unor valori admisibile în ceea ce privește jocul unghiular la arborele de ieșire, obținându-se o bună precizie de poziționare a lanțului cinematic de la roboții industriali. S-a constatat, în acest sens, faptul că pentru transmisia planetară cu trei roți centrale (3K) s-a obținut o demultiplicare accentuată a jocului unghiular la arborele de ieșire, ca urmare a valorilor mari ale raportului de transmitere ($i=3\div 300$ pentru o treaptă de reducere). Altfel spus, influența jocului de flanc al roților centrale considerate elemente de intrare, a roților-satelit, precum și a brațului port-satelit în cazul unor variante constructive, va fi diminuată cu valoarea raportului de transmitere aferent.
3. În ceea ce privește nivelul acceptabil al cursei moarte, ce include jocul dintre flancurile roților dințate ale reductorului planetar din componența lanțului cinematic, acesta depinde de mărimea și aplicația robotului industrial. Cu toate acestea, prezența cursei moarte în structura lanțului cinematic de poziționare de la roboții industriali are ca efect, întârzierea mărimii de ieșire după o perioadă de timp de la apariția mărimii de intrare. Acest lucru practic, afectează stabilitatea lanțului cinematic în ansamblul său, prin urmare, obținerea de valori minimale pentru acest timp, prezintă o importanță semnificativă în vederea obținerii unei bune precizii de poziționare la roboții industriali. În cazul roboților industriali destinați controlului,

sau celor care execută diverse traiectorii tehnologice obținute prin deplasarea simultană a două axe, influența jocului reductorului planetar se regăsește în valoarea traiectoriei dorite. Acest aspect impune ca în cazul acestor aplicații ale roboților industriali, jocul dintre flancurile dinților să fie diminuat, astfel încât eroarea traiectoriei să se încadreze în limitele admisibile procesului tehnologic.

5.6. Concluzii finale privind cercetările teoretice privitoare la parametrii constructivi și funcționali ai transmisiilor planetare utilizate în acționarea roboților industriali

Cercetările teoretice prezentate acoperă principalele probleme legate de influența parametrilor constructivi și funcționali ai transmisiilor planetare asupra funcționării acestora în cadrul lanțului cinematic de poziționare a roboților industriali. Studiile efectuate relevă numeroase direcții de cercetare pentru a completa studiile existente cu privire la îmbunătățirea acestor parametri..

Din cadrul acestei precizări rezultă faptul că performanțele lanțurilor cinematice ale roboților industriali sunt influențate de către calitatea părții mecanice, aceasta incluzând ansamblul motor-transmisie planetară.

1. În cadrul studiului vitezelor periferice s-a observat faptul că transmisia planetară cu trei roți centrale permite obținerea de viteze periferice de valori reduse la turații ridicate ale servomotorului, inclusiv în cazul brațului port-satelit, ca urmare a raportului mare de transmitere. Acest lucru prezintă importanță, pe lângă reducerea zgomotului și vibrațiilor, prin prisma faptului că un raport cât mai mare de transmitere, permite utilizarea unei porțiuni mai mari din diagrama moment-turație a servomotorului, ceea ce ulterior permite utilizarea servomotoarelor de turație ridicată, reducând astfel gabaritul total al părții mecanice. Pe de altă parte, celelalte transmisiile planetare se recomandă a fi utilizate la game de turații reduse, având rapoarte de transmitere mai mici sau ducând la obținerea de viteze periferice ridicate.
2. Din punct de vedere al studiului comportamentului dinamic, având în vedere faptul că acționarea lanțurilor cinematice de poziționare a roboților industriali este realizată în buclă închisă, acționare care, după cum este cunoscut, se pretează a fi folosită în situații în care sarcina este variabilă, se recomandă, mai ales în cazul transmisiilor planetare în care brațul port-satelit este elementul conducător, să fie adoptată o formă constructivă ce permite minimizarea momentului de girație propriu, prin reducerea diametrului echivalent. Această observație este, în mod evident, valabilă și în cazul când brațul port-satelit este elementul condus sau element intermediar (cazul transmisiei planetare cu trei roți centrale). De asemenea, se poate interveni asupra momentului de girație al rotorului servomotorului (prin adoptarea unui servomotor de turație mai mare), sau asupra momentului de girație al cuplajului dintre arborele servomotorului și arborele de intrare al transmisiei planetare. Oricare ar fi soluția adoptată în scopul reducerii momentului de girație redus, reducerea acestuia va avea ca efect micșorarea timpilor de răspuns ai lanțului cinematic, ceea ce are ca efect, în final minimizarea erorii de urmărire a lanțului cinematic de poziționare a roboților industriali. Reducerea timpilor de răspuns a fost pusă în evidență, din punct de vedere grafic și de către „panta” corespunzătoare regimului tranzitoriu.

3. Tot din punct de vedere dinamic, este de preferat a fi utilizat un număr $N=3$ de roți-satelit, aceasta fiind, așa cum s-a arătat și soluția optimă în ceea ce privește repartitia puterii de intrare, dar și în ceea ce privește îndeplinirea condițiilor de montaj, vecinătate și coaxialitate a acestor roți-satelit. Pe lângă acest lucru, se obține și un volum, respectiv diametru echivalent de valori mai reduse ale brațului port-satelit.
4. În urma analizei comparative privind rigiditatea reductoarelor planetare, a rezultat faptul că deformațiile din lagăre și implicit rigiditatea acestora este influențată de alegerea modului de lăgăruire a roților-satelit. În acest sens, este de preferat alegerea soluției de lăgăruire la extremități a roților-satelit, prin faptul că permite reducerea gabariturii rulmenților. Cu toate acestea, soluția de rezemare a roților-satelit direct pe lagăre are avantajul unui pret de cost redus ca urmare a reducerii numărului de lagăre. În același timp, reducerea numărului de lagăre are o influență favorabilă asupra pierderilor de putere în acestea, acestea din urmă influențând randamentul transmisiei planetare (cu excepția transmisiei cu angrenaj exterior, unde sunt utilizate tot două lagăre), însă în acest caz, compensarea reacțiunilor de valori mari, ce au ca efect apariția unor deformații de valori corespunzătoare, este realizată intervenind asupra alegerii tipului rulmenților transmisiei planetare.
5. Având cunoscute reacțiunile elementelor mobile ale reductoarelor planetare, pot fi determinate deformațiile elastice, dar și rigiditățile, în cazul utilizării rulmenților având corpuri de rulare caracterizate prin contact punctiform, dar și în cazul în care se utilizează rulmenți având corpuri de rulare caracterizate prin contact liniar. În același timp, în vederea creșterii rigidității cauzate de rulmenți, poate fi făcută recomandarea montării acestora cu prestrângere.
6. Din punct de vedere al echilibrării, variantele constructive optime reprezintă acelea în care roțile-satelit se află simultan în angrenare cu o roată centrală danturată exterior și una danturată interior (cazul transmisiilor planetare cu angrenaj exterior-interior și celor cu trei roți centrale). Această observație rezultă și din cadrul schemelor de repartitie a forțelor întocmite pentru transmisiile planetare respective.
7. Având în vedere faptul că rigiditatea torsională și jocul reprezintă componente ale cursei moarte, rezultă de asemenea, necesitatea studiului repartitiei jocurilor din angrenare pentru cele patru tipuri de bază de transmisii planetare. Având cunoscute rapoartele de transmitere, determinate din cadrul vitezelor periferice, poate fi stabilită o legătură matematică între jocurile unghiulare și jocurile din angrenarea roților centrale cu roțile-satelit, adică jocurile dintre flancuri. Din acest punct de vedere, demultiplicarea cea mai mare a jocului o au transmisiile planetare la care are loc angrenarea simultană a roților-satelit cu roata centrală danturată exterior (pe care se regăsește arborele de intrare) și cu roata centrală danturată interior (pe care se regăsește arborele de ieșire).
8. Datorită faptului că vitezele periferice, rigiditatea torsională și jocul din angrenare sunt influențate de către calitatea angrenării (precizia de execuție a roților dințate și roților-satelit ce alcătuiesc transmisia planetară), rezultă importanța indicării unor indici de precizie ai roților dințate, în vederea stabilirii influenței acestora asupra preciziei de poziționare a lanțului cinematic din care face parte transmisia planetară.

CAPITOLUL 6

STANDUL DE ÎNCERCĂRI ȘI PROCEDURILE DE MĂSURĂ ȘI ACHIZIȚIE DATE

Ținând cont de obiectivele urmărite din cadrul acestei lucrări de cercetare, a fost întocmit un set de încercări experimentale urmărind schema prezentată în figura 6.1. Prin încercările experimentale se urmărește determinarea regimurilor tranzitorii ale lanțului cinematic din care face parte transmisia planetară, precum și alte aspecte corelate privind viteza de variație a amplitudinii vibrațiilor, temperatura atinsă în timpul funcționării de către transmisia planetară, nivelul de zgomot sau rigiditatea acesteia.

Alegerea transmisiilor planetare utilizate în cadrul încercărilor experimentale a fost realizată astfel încât să aibă un raport de transmitere cât mai mare reflectând într-o măsură cât mai reală funcționarea acesteia în cadrul lanțului cinematic din componența roboților industriali.

Cercetările experimentale efectuate cu privire la regimul tranzitoriu al lanțului cinematic din care face parte transmisia planetară prezintă importanță prin prisma faptului că regimul tranzitoriu al axei controlate, prin timpii de răspuns, influențează precizia de poziționare. De asemenea, un nivel crescut de vibrații al transmisiilor planetare influențează de asemenea în mod negativ precizia de poziționare a acestora. În acest sens, turațiile mari ale roților dințate, fac ca spectrul frecvențelor excitatoare să se întrepătrundă tot mai mult cu cel al frecvențelor proprii, prin urmare, frecvența vibrațiilor cu caracter dăunător să crească. Prin urmare, măsurarea nivelelor la nivelul transmisiilor planetare și compararea acestora cu o serie de valori standard, permite o evaluare a bunei funcționări a transmisiilor planetare ce intră în componența lanțului cinematic de poziționare.

Alături de criteriile de precizie, criteriul de zgomot al transmisiilor planetare reprezintă la ora actuală un criteriu de calitate al acestora. Astfel, minimizarea nivelului de zgomot și vibrații la nivelul transmisiilor planetare ce intră în structura lanțului cinematic de poziționare al roboților industriali, reprezintă de asemenea o strategie de reducere a poluării mediului ambiant.

Este astfel necesar ca fenomenul de producere și transmitere a zgomotului la nivelul transmisiilor planetare să fie cercetat, fiind de asemenea necesară identificarea unor cauze și factori de influență, pe baza acestor investigații fiind identificate metode de a micșora zgomotul. Din acest motiv, a fost pusă la punct o metodă experimentală al cărei scop reprezintă determinarea nivelului de zgomot atins pe durata funcționării transmisiilor planetare.

Cercetările experimentale privind determinarea regimului termic la nivelul transmisiilor planetare, prezintă importanță sub aspectul obținerii unor valori acceptabile privind temperatura transmisiilor atinsă în timpul funcționării. Această temperatură se datorează frecării dintre flancurile dinților, frecării din lagărele transmisiilor planetare precum și frecării dintre uleiul transmisiilor și elementele aflate în mișcare de rotație, ce alcătuiesc transmisia planetară.

Având în vedere faptul că la temperaturi ridicate au loc fenomene de uzură intense în general, poate fi afirmat faptul că durabilitatea în general a transmisiilor planetare scade odată cu creșterea temperaturii de suprafață peste o valoare admisibilă.

Încercările experimentale cu privire la determinarea rigidității transmisiilor planetare, sunt necesare în scopul determinării deformațiilor elastice la arborele de ieșire a acesteia, aceste deformații având influență asupra cursei moarte a transmisiilor planetare.

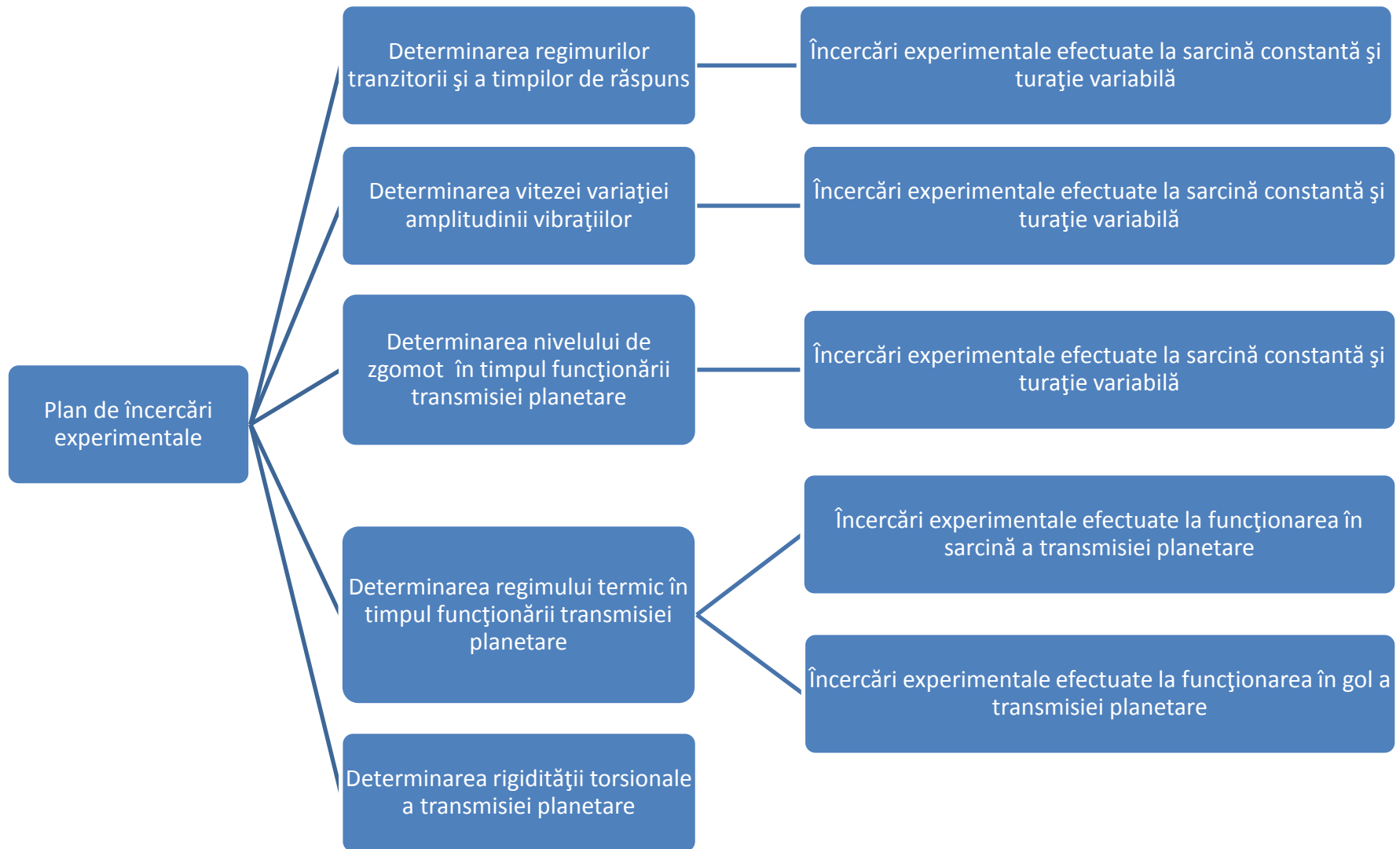


Figura 6.1. Planul de încercări experimentale privind parametrii constructivi și funcționali ai transmisiilor planetare utilizate în acționarea roboților industriali

6.1. Structura și principiul de funcționare a standului de încercări experimentale

Standul de încercări experimentale, prezentat în figura 6.2 a fost conceput în cadrul Universității „Vasile Alecsandri” din Bacău, Facultatea de Inginerie, laboratorul de Mecatronică.

Instalația experimentală cuprinde batiul 1 pe care se află montat motorul electric 2, tip ASI90L-24-4, caracterizat de o putere nominală egală cu 1,5 [kW] și o turație nominală $n=1425$ [rot/min]. Acest motor, antrenează în mișcare de rotație reductorul planetar, 3 prin intermediul unui cuplaj.

Pe arborele de ieșire a reductorului planetar 3, se regăsește un scripete fix conducător 4, care, prin intermediul unui fir 5, având diametrul de 2 [mm], antrenează în mișcare de rotație un scripete condus, 6. Firul 5 respectă cele trei proprietăți cunoscute din mecanica tehnică, respectiv, flexibilitatea, inextensibilitatea și torsionabilitatea, iar montajul acestuia pe scripetii 4 și 6 s-a realizat astfel încât să fie tensionat.

Cu ajutorul firului 5, este antrenată în mișcarea de translație orizontală, sania 7, tip HIWIN HGH15CAH ce se deplasează de-a lungul unei șine 8, tip HIWIN HGR15R, având lungimea totală de 1500 [mm]. Sania 7, respectiv șina 8, formează un cuplu cinematic sanie-ghidaj, denumit pe scurt ghidaj. Acest ghidaj este cu rostogolire. Alegerea unui ghidaj de rostogolire în detrimentul unui ghidaj de alunecare a fost realizată ca urmare a frecării reduse între sania 7 respectiv șina 8, aflate în contact și deci a micșorării forței necesare deplasării saniei 7. În scopul amplasării ghidajului astfel încât sania 7 să fie la același nivel cu ramura inferioară a firului 5, respectiv în scopul menținerii acestuia în poziție orizontală, se prevăd reazemele 9 având înălțimile adoptate constructiv astfel încât să rezulte poziționarea corespunzătoare a saniei 7 în raport cu ramura inferioară a firului 5.

Adoptarea în construcția standului experimental a unui subansamblu sanie-ghidaj ce execută o mișcare de-a lungul unei traiectorii rectilinii, a fost realizată cu scopul de a permite utilizarea unui echipament de măsură denumit interferometru în vederea determinării regimurilor tranzitorii, corespunzătoare.

Pentru standul experimental a fost prevăzut din punct de vedere constructiv o modalitate de a varia momentul rezistent (momentul dat de sarcina situată pe arborele de ieșire al transmisiei planetare), folosind în acest sens o frână alcătuită din două bușe concentrice confecționate din materiale diferite (bronz, respectiv oțel) în scopul evitării apariției fenomenului de gripare. Bucșa confecționată din bronz fiind situată la exterior, este menținută în poziție staționară, în timp ce bucșa din oțel se rotește solidar cu arborele de ieșire al reductorului. Menținerea în poziție staționară a bucșei din bronz este realizată cu ajutorul unei bare orizontale notate 10 (brațul frânei), care de asemenea este situată pe un reazem 9, având înălțimea stabilită corespunzător. La extremitatea opusă reazemului 9, brațul frânei 10 este prevăzut cu o tijă 11 pe care se adaugă, în funcție de necesitate, greutatea calibrată 12. Sub acțiunea greutăților 12 ce acționează la extremitatea brațului frânei 10, se produce un moment de frecare între bucșa din bronz respectiv bucșa din oțel, datorat reacțiunii verticale ce rezultă în urma rezemării brațului frânei 10 pe cele două bușe. Prin urmare, cu cât crește greutatea totală aplicată la extremitatea brațului 10, cu atât valoarea momentului de frecare (și deci a momentului rezistent) ce rezultă la arborele de ieșire al transmisiei planetare 3 va fi mai mare.

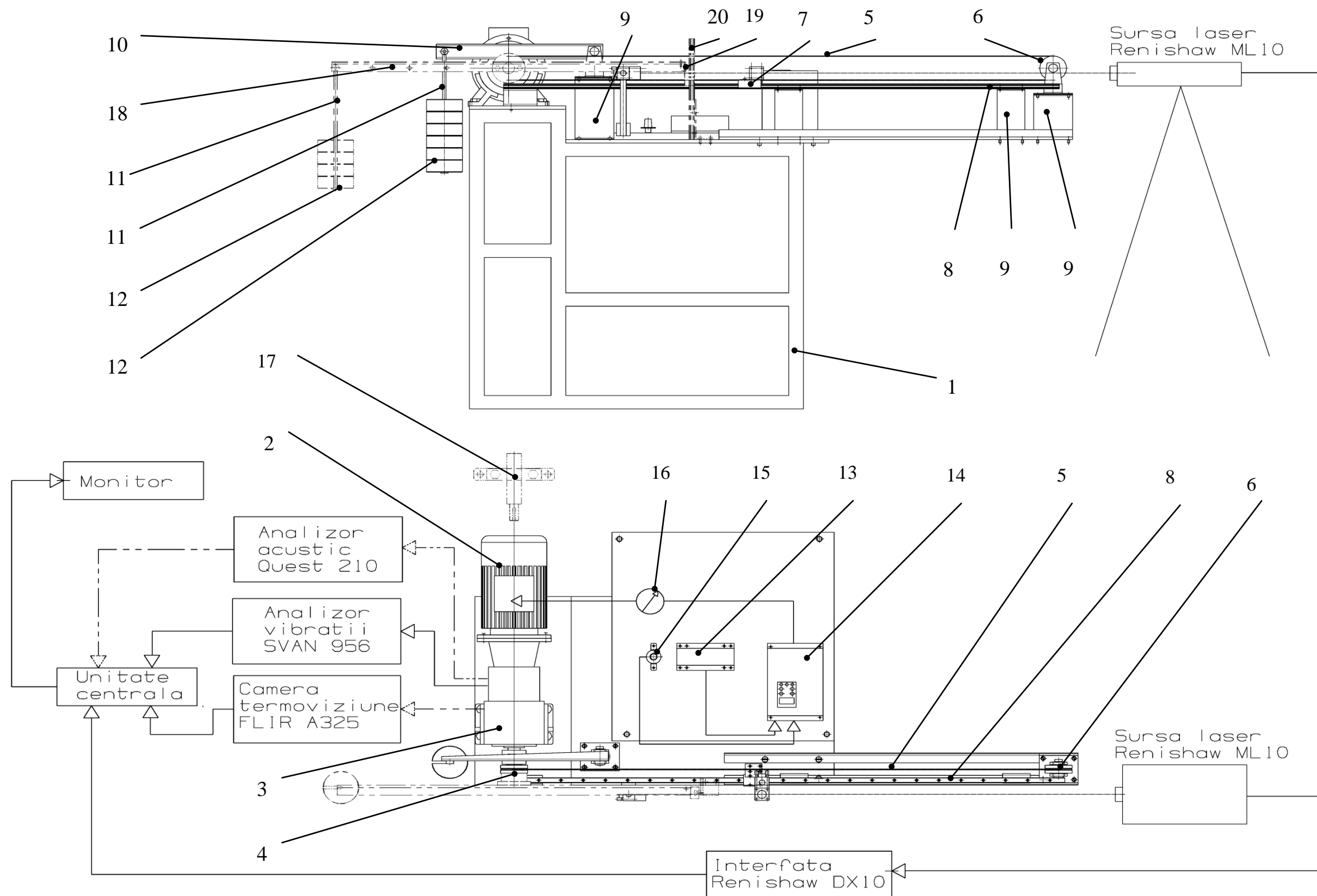


Figura 6.2. Vedere asupra standului experimental (1 – batiu, 2 – motor electric, 3 – reductor planetar, 4 – scripete conducător, 5 – fir, 6 – scripete condus, 7 – sanie, 8 – șină, 9 – reazeme, 10 – brațul frânei, 11 – tijă, 12 – greutăți calibrate, 13 – sistem comandă motor electric, 14 – convertizor frecvență, 15 – potențiomtru, 16 – ampermetru, 17 – dispozitiv de blocare pentru arborele de intrare al transmisiei planetare, 18 – bară de moment, 19 – sanie, 20 – șină)

În ceea ce privește variația turației motorului electric 2, aceasta se realizează cu ajutorul unui sistem de comandă 13 ce permite pornirea, oprirea motorului electric respectiv inversarea sensului său de rotație și a convertizorului 14 tip Altivar 58 produs de către firma Schneider Electric. Stabilirea frecvenței de lucru a convertizorului, în cadrul cercetărilor experimentale, se realizează acționând asupra potențiometrului 15, valoarea acesteia fiind citită pe display-ul convertizorului. Pentru fiecare valoare a frecvenței citite pe display-ul convertizorului, cu ajutorul unui tahometru tip Lutron VT-8204 a fost măsurată turația corespunzătoare arborelui motorului electric 2, rezultând astfel diagrama frecvență-turație corespunzătoare motorului electric utilizat, care este prezentată în figura 6.3. Pentru graficul obținut, a fost indicată funcția de regresie care oferă cea mai bună corelare a datelor. Cu ajutorul ampermetrului 16 amplasat la ieșirea convertizorului de frecvență 14, este măsurat curentul absorbit de către motorul electric 2, pe baza valorilor obținute fiind determinat momentul motorului corespunzător turației de lucru.

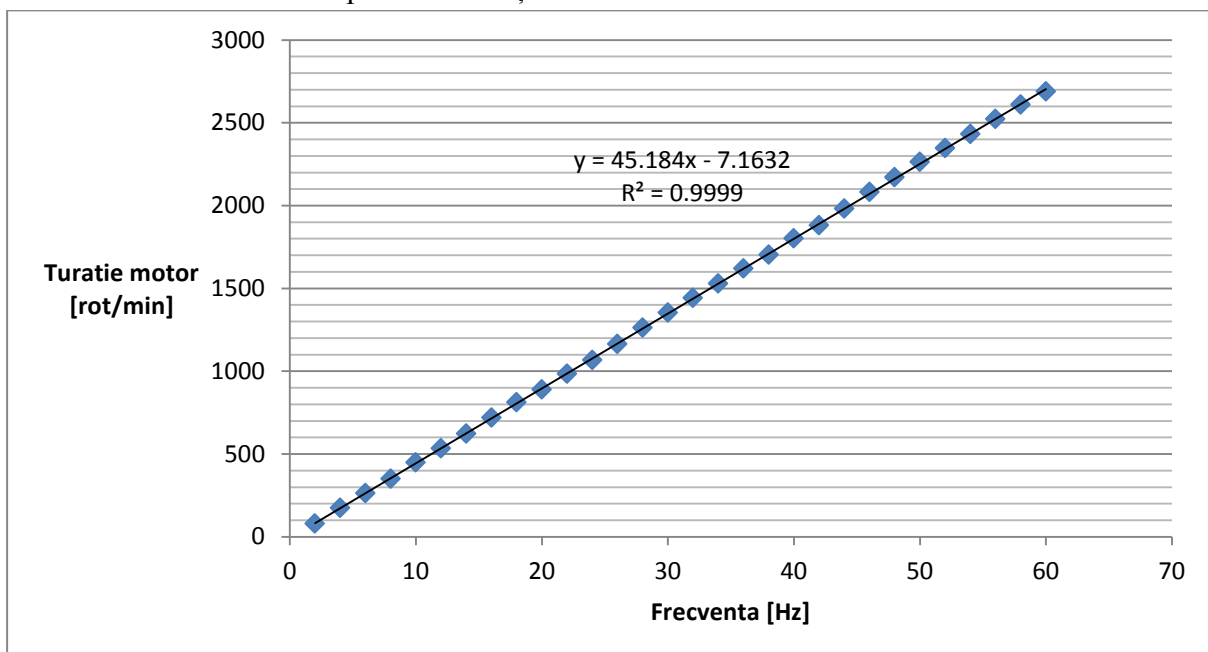


Figura 6.3. Diagrama frecvență-turație corespunzătoare motorului electric ASI-90L-24-4 din componența standului experimental

În cazul cercetărilor experimentale privind rigiditatea transmisiei planetare, motorul electric 2 se înlocuiește cu un dispozitiv de blocare notat 17, cu rol în menținerea în poziție fixă a arborelui de intrare din componența transmisiei planetare 3. Pe arborele de ieșire al transmisiei se montează o bară de moment 18. Pe această bară s-au practicat o serie de găuri în vederea atașării tijei 11 pe care se adaugă în mod corespunzător greutatea calibrate 12. La extremitatea opusă tijei 11, bara de moment 18 este fixată printr-o legătură elastică de sania 19, de același tip cu sania 7 ce se deplasează de-a lungul unei șine 20 dispuse vertical, având de această dată o lungime egală cu 300 [mm], formând de asemenea un ghidaj de rostogolire.

Astfel, la o deplasare unghiulară a barei de moment 18, sub acțiunea greutăților 12, are loc o deplasare corespunzătoare, pe direcție verticală a saniei 19. Prin această soluție constructivă se permite de asemenea utilizarea ansamblului interferometrului în vederea efectuării măsurătorilor, cu diferența că, în această situație, fasciculul laser va fi rotit cu 90° în raport cu sursa laser datorită poziției verticale a ghidajului.

CAPITOLUL 7

REZULTATELE CERCETĂRILOR EXPERIMENTALE EFECTUATE CU PRIVIRE LA ÎMBUNĂTĂȚIREA PARAMETRILOR CONSTRUCTIVI ȘI FUNCȚIONALI AI TRANSMISIILOR PLANETARE

7.1. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la mers în gol asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot

Așa cum s-a precizat în cadrul programării cercetărilor experimentale, aceste determinări au fost realizate prin modificarea turației arborelui de intrare a transmisiei planetare, cu ajutorul convertizorului de frecvență, plecând de la valoarea de 2 [Hz], continuând, în ordine, cu valorile de 10, 20, 30, 40, 50 și finalizând cu valoarea de 60 [Hz], pentru diferite valori ale sarcinii amplasate pe arborele de ieșire a reductorului planetar.

Scopul acestor încercări, vizează creșterea vitezei de deplasare între două puncte, sau altfel spus, obținerea unui timp minim de parcurgere a cursei de către elementul mobil, acesta fiind antrenat în mișcare de translație de către transmisia planetară și pus în evidență prin intermediul transmisiei cu fir. Este cunoscut faptul că, în cadrul studiului regimurilor tranzitorii corespunzătoare deplasării elementului mobil, din momentul pornirii, până în momentul frânării, pot fi identificate trei faze principale:

- *Faza de accelerare*, în care viteza de deplasare a elementului mobil și deci vitezele periferice ale roților dințate și brațului port-satelit ce alcătuiesc transmisia planetară, înregistrează o creștere continuă, până la o anumită valoare, denumită valoare de regim. Acestei faze îi corespunde un timp numit timp de accelerare, notat cu t_a în figura 7.1.
- *Faza de regim*, în care viteza de deplasare a elementului mobil este considerată constantă din punct de vedere teoretic, însă, în practic, viteza acesteia oscilează în jurul unei valori medii ce reprezintă viteza de regim. Acestei faze îi corespunde timpul de regim t_r .
- *Faza de decelerare*, careia îi corespunde un proces invers celui aferent fazei de pornire, astfel că viteza de deplasare a elementului mobil, dar și vitezele periferice ale roților dințate și brațului port-satelit ce alcătuiesc transmisia planetară înregistrează o descreștere progresivă până la valoarea zero. Și acestei faze îi corespunde un timp numit timp de oprire sau frânare, notat t_f .

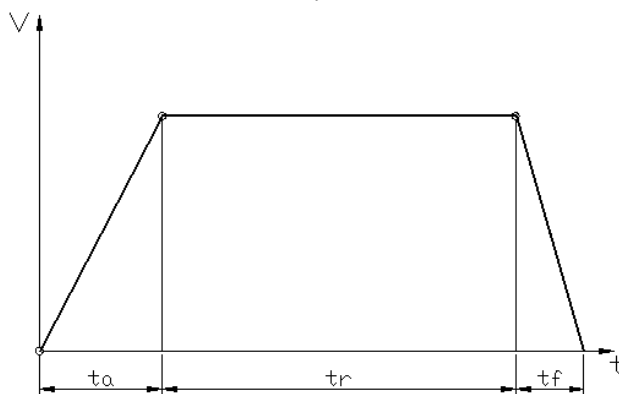


Figura 7.1. Diagrama caracteristică regimului tranzitoriu [144]

Pe baza precizărilor realizate anterior, cele trei faze ale regimului tranzitoriu pot fi reprezentate într-o diagramă a regimului de poziționare, sau tahograma mișcării, reprezentată în figura 7.1.

Având în vedere cele precizate anterior, în cadrul acestor cercetări experimentale au fost cercetate procesele tranzitorii ce se datorează mării, respectiv micșorării vitezei de deplasare a elementului mobil. Necesitatea practică a investigării regimurilor tranzitorii pentru lanțul cinematic din care face parte transmisia planetară, rezultă pe de o parte din necesitatea mării productivității, prin mărirea vitezei de deplasare a elementului mobil, iar pe de altă parte, din necesitatea reducerii progresive a vitezei de deplasare ce este realizată cu scopul mării preciziei de poziționare la cotă fixă. Având în vedere aceste observații, rezultă faptul că parametrii ce influențează regimul tranzitoriu care au fost supuși măsurării sunt:

t_a – timpul de răspuns datorat accelerării elementului mobil, în [s];

t_r – timpul de răspuns corespunzător fazei de regim, exprimat în [s];

t_f – timpul de răspuns datorat frânării elementului mobil, în [s];

$t_t = t_a + t_r + t_f$ – timpul total aferent regimului de poziționare, în [s];

V – viteza medie de deplasare a elementului mobil în cadrul regimului permanent [m/s];

I_m – curentul absorbit de către motorul electric, a cărui valoare este citită cu ajutorul ampermetrului montat la ieșirea din convertizor, exprimat în [A]. Pe baza valorii curentului absorbit, poate fi determinată valoarea momentului motor și puterii motorului electric (cunoscând valoarea turației pe baza diagramei frecvență-turație).

Întrucât, conform diagramei de calibrare a brațului frânei, se observă o creștere a momentului de frecare pe măsură ce are loc creșterea valorii greutății aplicate la extremități, și care apoi influențează regimul tranzitoriu prin creșterea timpului de răspuns la accelerare, respectiv reducerea timpului de răspuns la frânare.

Rezultatele încercărilor sunt prezentate în tabelul 7.1, unde sunt puși în evidență principalii parametri ai motorului de acționare cuplat la reductorul planetar: I_M ; P_M ; n_M ; M_M .

Din analiza datelor obținute se observă că la variația turației motorului are loc o creștere a momentului motor, ce atinge un maxim la $n_M=896$ [rot/min]. Prin urmare, din condiții de aprovizionare s-a folosit un motor cu putere variabilă P_M având valori crescătoare până la 0,296 [VA] deși momentul motor nu este constant în raport cu turația, așa cum impun condițiile teoretice (servomotor de moment constant). Mai mult, la turații mici ale motorului corespunzător frecvenței de 2 [Hz] când are loc începutul procesului tranzitoriu, momentul motorului scade semnificativ, fapt ce influențează liniaritatea procesului de accelerare, respectiv decelerare.

Tabelul 7.1. Valori ale curentului absorbit de către motor, puterea absorbită din rețea și momentul motor

Frecvență [Hz]	I_M [A]	U_M [V]	$P_M=U_M \cdot I_M$ [VA]	n_M [rot/min]	M_M [daN·m]
2	0,01	400	0,004	83,2	0,04591
10	0,18	400	0,072	444,6	0,154629
20	0,44	400	0,176	896,5	0,187481
30	0,57	400	0,228	1348,3	0,161485
40	0,65	400	0,26	1800,2	0,137929
50	0,71	400	0,284	2252	0,120433
60	0,74	400	0,296	2703,9	0,104546

În figura 7.2 se prezintă diagrama regimului tranzitoriu la mers în gol pentru frecvența de 2 [Hz] unde corespunde o turație la arborele de ieșire (elementul mobil) $n = n_M \cdot i_T = 83,204 \cdot 0,026 = 2,207$ [rot/min], convertită cu ajutorul sistemului fir-scripete în mișcare liniară unde corespunde viteza $V = 0,005543$ [m/s]. Interpretarea regimului tranzitoriu al elementului mobil (arborele de ieșire al reductorului) se face prin măsurarea indirectă și anume măsurarea vitezei saniei pe ghidajul liniar atașat sistemului fir-scripete. Analiza și interpretarea acestei diagrame arată faptul că în timpul fazei de accelerare, viteza înregistrează o creștere până la o valoare maximă de $0,005543$ [m/s], urmând ca, pe durata fazei de regim, valoarea vitezei să oscileze în jurul valorii medii de $0,0054$ [m/s]. În cadrul fazei de frânare a regimului tranzitoriu, viteza prezintă o scădere liniară până în momentul când are loc oprirea elementului mobil fără a fi sesizată o oscilație în jurul punctului final. Acest aspect este justificabil deoarece lanțul cinematic nu are buclă de reacție inversă. De asemenea, în perioada de accelerare se remarcă o supraoscilație la atingerea vitezei de regim, care se amortizează. Din reglarea parametrilor statici ai convertizorului, poate fi modificată panta accelerării, respectiv diminuarea supraoscilațiilor la atingerea vitezei de regim. În general, reglarea pantei de accelerare cu și fără supraoscilație este dictată de aplicațiile robotului industrial, Majoritatea roboților industriali realizând doar poziționări, este permisă prezența unei supraoscilații amortizabilă la atingerea vitezei de regim.

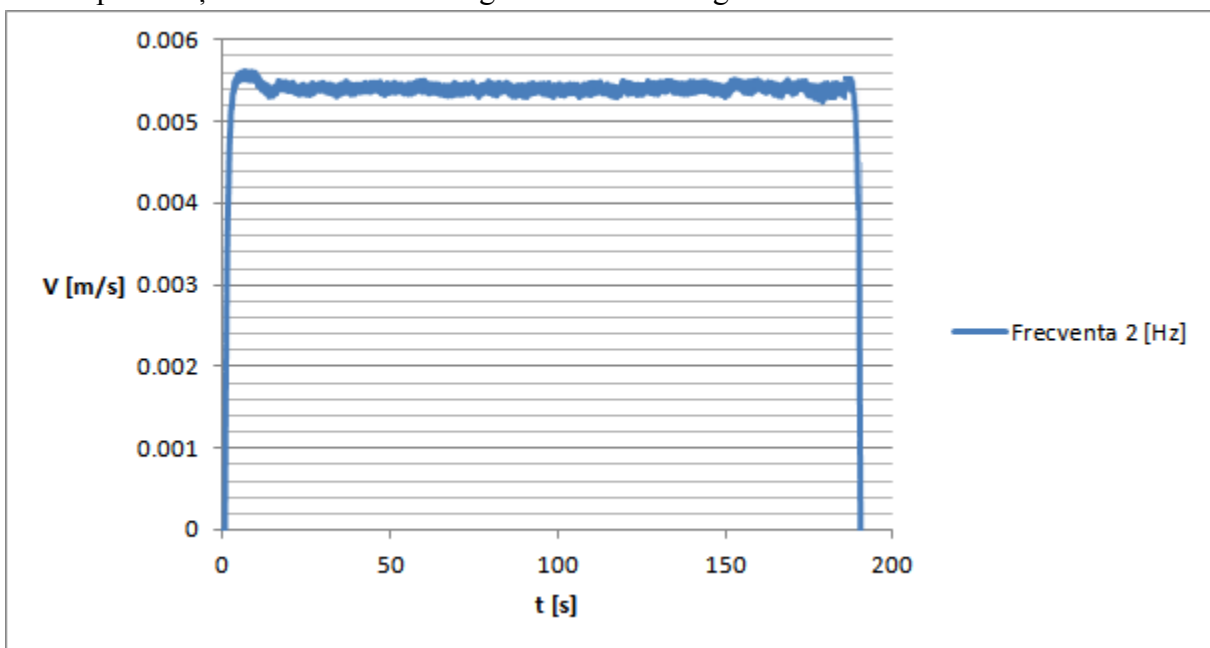


Figura 7.2. Regimul de poziționare la mers în gol pentru turația de 83,2 [rot/min]

Pentru diagramele de variație ale regimului tranzitoriu prezentate în figura 7.3, odată cu modificarea valorii frecvenței convertizorului, acestea își păstrează aceeași tendință de variație. Astfel, pentru modificarea frecvenței convertizorului la valoarea de 10 [Hz], pentru faza de accelerare a regimului tranzitoriu, viteza de deplasare a elementului mobil înregistrează o creștere până la valoarea maximă de $0,0316$ [m/s], pe parcursul fazei de regim, aceasta oscilând în jurul valorii medii de $0,0301$ [m/s], scăzând apoi la valoarea zero, finalizând astfel cursa de lucru a elementului mobil.

Pentru valoarea de 60 [Hz] a frecvenței convertizorului, analiza rezultatelor grafice arată faptul că, pe durata fazei de accelerare, se înregistrează o creștere a vitezei de deplasare a

elementului mobil până la o valoare maximă egală cu 0,182 [m/s] în timp ce, pe durata fazei de regim, se înregistrează o creștere a valorii vitezei de 0,181 [m/s].

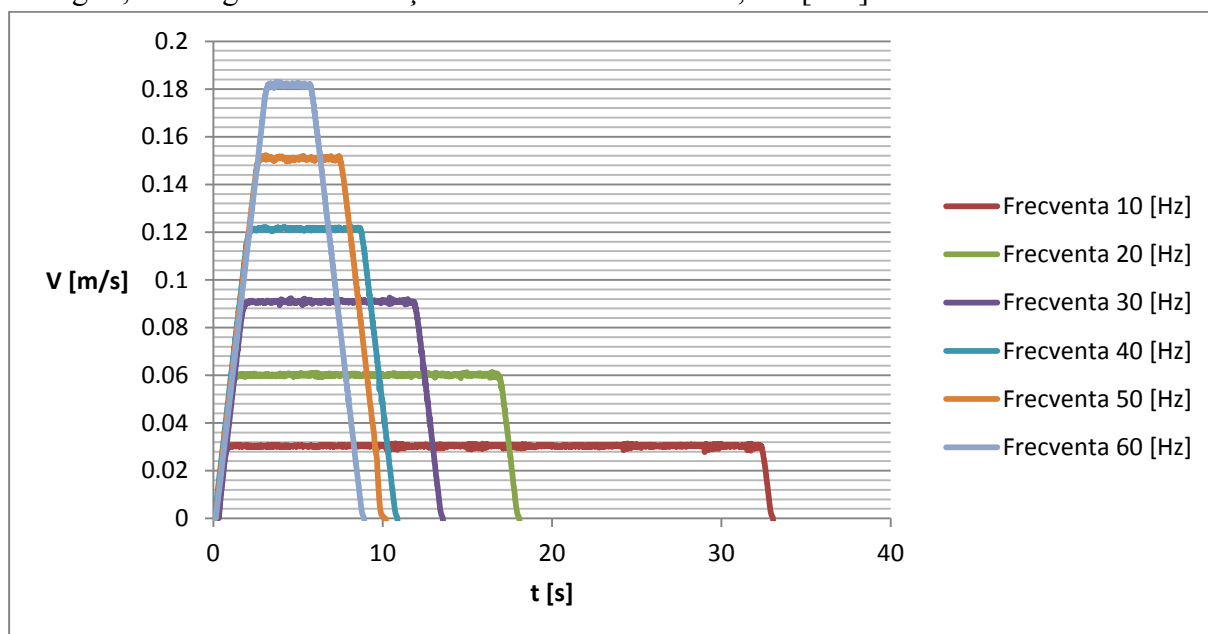


Figura 7.3. Prezentarea comparativă a regimurilor de poziționare corespunzătoare mersului în gol la turațiile de 444,676; 896,516; 1348,356; 1800,196; 2252,036; 2703,876 [rot/min]

Valorile numerice ale timpilor de răspuns și a vitezelor indicate, pentru acest set de încercări experimentale, sunt indicate în tabelul 7.2. Analiza datelor prezentate în tabelul 7.2 arată o tendință de creștere a timpilor de răspuns odată cu creșterea vitezei de deplasare a elementului mobil (datorată creșterii frecvenței din convertizor) aspect logic privind creșterea spațiului în raport cu viteza la mișcările uniform accelerate ($s=v \cdot a$), deși în acest caz variația accelerației nu este riguros uniformă. Din graficele figurii 7.3 se remarcă faptul că la curse mici ale elementului mobil este posibil ca timpul de regim să fie zero sau altfel spus, nici timpii de accelerare și decelerare să nu poată fi atinși. Comportarea lanțului cinematic în acest caz nu poate fi afectată, urmând ca unitatea de calcul să stabilească valorile corespunzătoare ale timpilor t_a și t_f în funcție de distanța până la atingerea punctului programat. De asemenea, în aceste cazuri, nici turația de regim a elementului mobil nu va fi atinsă, fiind diminuată corespunzător de unitatea de calcul al robotului. Caracteristicile vitezei de-a lungul traiectoriei, se încadrează în forma descrisă de standardul ISO 9283, precum și răspunsul oscilatoriu, acesta din urmă având un caracter amortizat, limitele amplitudinii fiind relativ reduse.

Tabelul 7.2. Valorile setului de încercări pentru funcționarea în golși turație de intrare variabilă

Frecvență convertizor [Hz]/turație [rot/min]	t_a [s]	t_r [s]	t_f [s]	t_t [s]	V [m/s]
2/83,204	0,068	187,94	0,068	188,076	0,0054
10/444,676	0,084	31,204	0,0837	31,372	0,0301
20/896,516	0,103	15,596	0,101	15,8	0,06
30/1348,356	0,167	9,548	0,142	9,857	0,091
40/1800,196	0,205	6,72	0,204	7,129	0,120
50/2252,036	0,253	4,976	0,264	5,493	0,151
60/2703,876	0,304	2,912	0,284	3,5	0,181

În figura 7.4 au fost suprapuse vitezele de variație a amplitudinii vibrațiilor înregistrate la nivelul transmisiei planetare, corespunzătoare mersului în gol. Analiza variației vitezei amplitudinii vibrațiilor prezentată în figura 7.4, arată faptul că, indiferent de valoarea frecvenței stabilită din convertizor, viteza de variație a amplitudinii vibrațiilor înregistrează valori în jurul valorii de 0,005 [m/s] cu vârfuri ce ating și nu depășesc valoarea de 0,006 [m/s]. Comparând aceste valori cu cele indicate în ISO 10816, rezultă faptul că acestea se încadrează în limitele acceptabile ale intervalului stabilit de către standard.

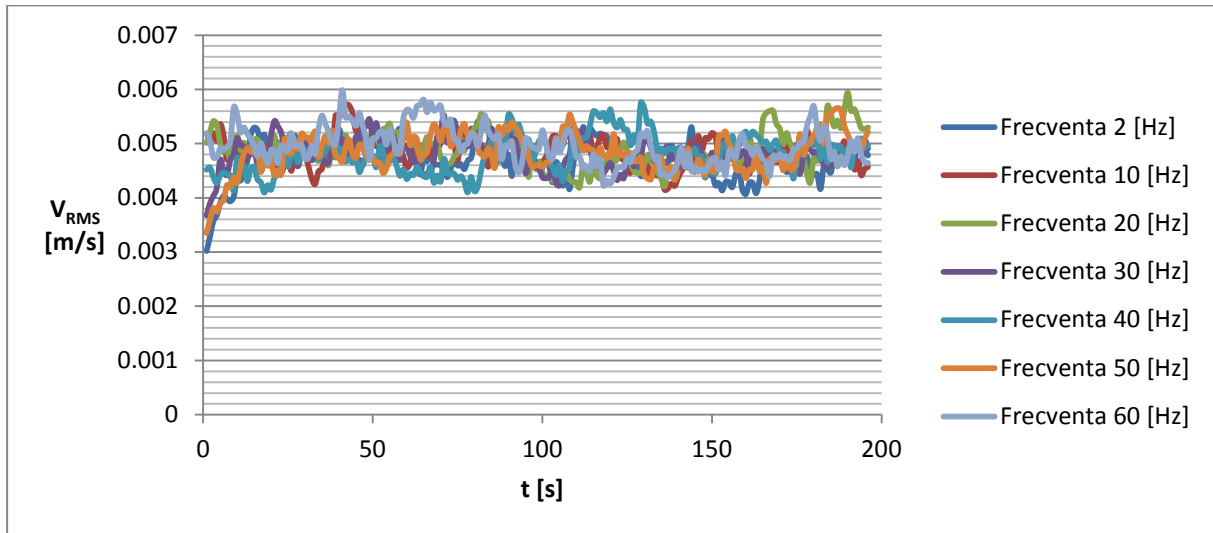


Figura 7.4. Viteza amplitudinii vibrațiilor înregistrate la nivelul reductorului planetar pentru turație la intrare variabilă și mers în gol

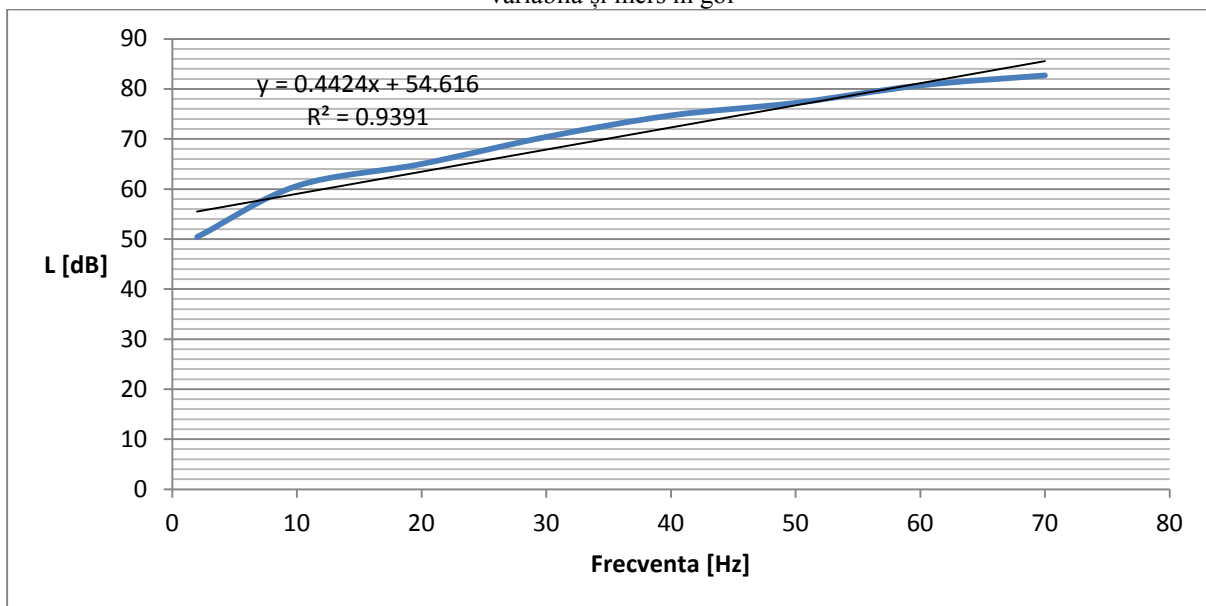


Figura 7.5. Variația nivelului de zgomot înregistrat la nivelul ansamblului motor-reductor planetar, pentru funcționarea în gol

Deși în structura reductorului planetar s-au produs modificări ale unor elemente de angrenare (jocul de flanc, prestrângerea lagărelor), comportarea vibratorie este încadrabilă în valorile admise. De asemenea, vitezele periferice ale reductorului planetar supus încercărilor au limite cuprinse între 10÷18 [m/s] încadrabile în recomandările rezultate la cercetările teoretice aferente acestui tip de reductor. O ușoară tendință de creștere a vitezei amplitudinilor

vibrațiilor se remarcă la creșterea turației $n_M=2703,876$ [rot/min] (60 [Hz]). În acest caz se confirmă cercetările teoretice privind influența mică a vitezelor periferice cu valori sub $15\div 22$ [m/s], asupra nivelului de vibrații.

În figura 7.5 este prezentată variația nivelului presiunii acustice L în funcție de valoarea frecvenței stabilite din convertizor, corespunzătoare ansamblului motor-reductor planetar, la funcționarea în gol.

Analiza diagramei de variație prezentată în figura 7.5 arată o creștere a nivelului presiunii acustice L corespunzător ansamblului motor-reductor pe măsură ce are loc creșterea turației la intrare, ca urmare a modificării valorii frecvenței din convertizor. Valoarea maximă înregistrată, corespunzătoare frecvenței de 60 [Hz] este egală cu 80,7 [dB], în timp ce valoarea minimă înregistrată, corespunzătoare frecvenței de 2 [Hz] este egală cu 50,4 [dB]. Ambele valori se încadrează în limitele admise de către standardul SR EN ISO 60034-9:2006, ținând seama de faptul că în standardul respectiv se identifică valoarea limită de 85 [dB].

O legătură dependentă între creșterea nivelului de zgomot și cel al vitezelor periferice și clasa de precizie la roțile dințate din structura este evidentă. Așa cum arată rezultatele obținute, o rezervă din nivelul de zgomot ar fi fost doar până la o creștere a frecvenței de aproximativ 80 [Hz], corespunzătoare unei turații $n_M=3100$ [rot/min]. În acest caz se impuneau măsuri de prevenire și amortizare dacă turația de intrare este mare. Această influență directă a vitezei periferice asupra nivelului de zgomot, așa cum au rezultat cercetările teoretice vizează treapta întâi a reductorului planetar, întrucât la treapta a doua valorile vitezelor periferice sunt reduse cu valoarea raportului de transmitere.

Corelarea nivelului de zgomot cu vitezele periferice și cu clasa de precizie a roților dințate este evidentă din modul de creștere, atingând valori de 82 [dB], astfel roțile dințate din prima treaptă a reductorului nu au fost modificate, ele fiind executate în clasa de precizie 7, având în mod special bătaia radială $TB_r=0,026$ care explică creșterea progresivă a nivelului de zgomot în raport cu creșterea turației.

7.2. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare a transmisiei planetare la sarcină de 0,041 [daN·m] asupra regimului tranzitoriu, vitezei de variație a amplitudinii vibrațiilor și nivelului de zgomot

Diagrama regimului tranzitoriu obținută pentru frecvența de 2 [Hz] unde corespunde viteza $V=0,0054$ [m/s], la funcționarea în sarcină de 0,041 [daN·m] aplicată arborelui de ieșire este prezentată în figura 7.6. Se poate observa, în urma analizei acestei diagrame, faptul că, în timpul fazei de accelerare, viteza înregistrează o creștere până la o valoare maximă egală cu 0,0055 [m/s] (mai mică față de situația precedentă) urmând ca pe parcursul fazei de regim, viteza de deplasare a elementului mobil să oscileze în jurul valorii medii de 0,0054 [m/s] până la atingerea fazei de frânare. În ceea ce privește analiza comparativă a regimurilor tranzitorii indicată în figura 7.7, obținută pentru funcționarea în sarcină de 0,041 [daN·m], poate fi precizat faptul că, la frecvența de 10 [Hz] a convertizorului, pe parcursul fazei de accelerare, se înregistrează o variație a vitezei până la valoarea de 0,029 [m/s] (mai mică față de situația funcționării în gol) urmând ca pe parcursul fazei de regim, oscilațiile să fie situate în jurul valorii de 0,028 [m/s], valoare medie a vitezei, valabilă pe toată durata fazei de regim, comparativ cu situația mersului în gol, fiind mai mică.

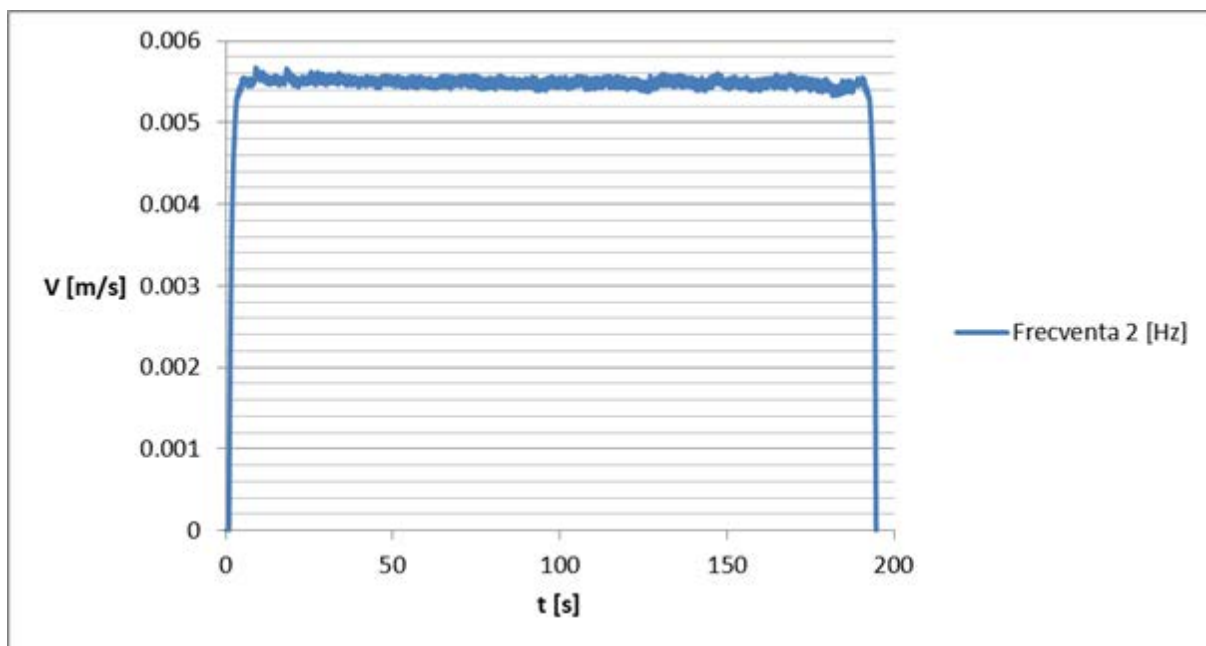


Figura 7.6. Regimul de poziționare pentru sarcina de 0,041 [daN·m] și turația de 83,2 [rot/min]

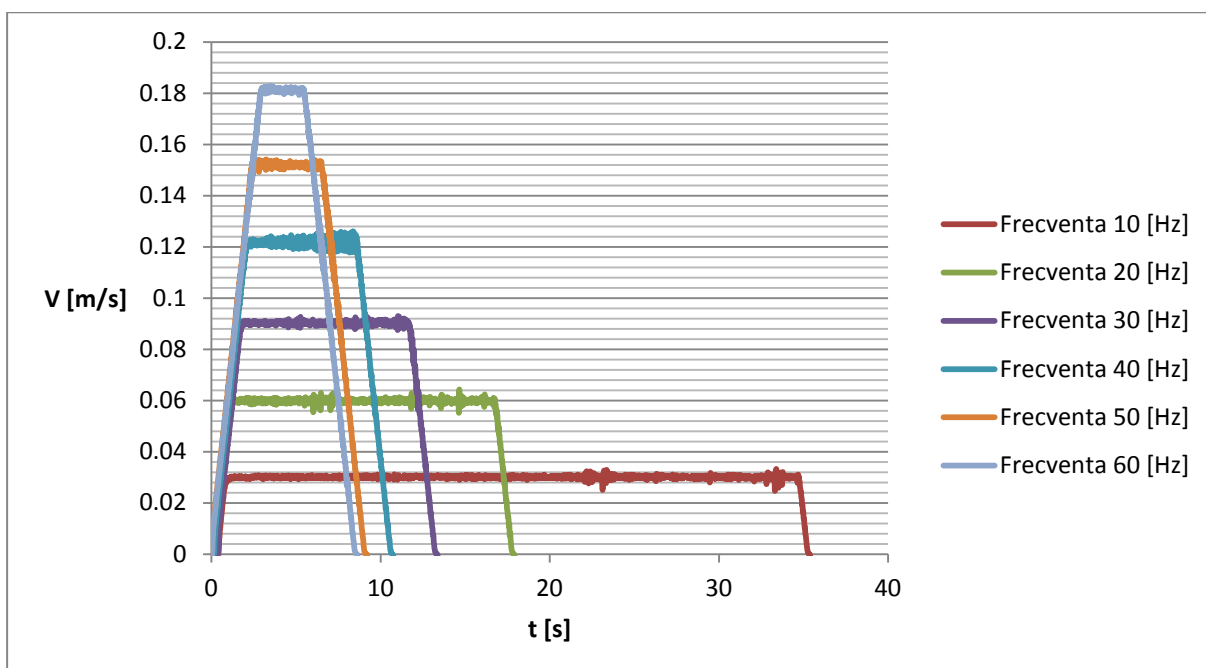


Figura 7.7. Prezentarea comparativă a regimurilor de poziționare corespunzătoare sarcinii de 0,041 [daN·m] la turațiile de 444,676; 896,516; 1348,356; 1800,196; 2252,036; 2703,876 [rot/min]

În final, pentru valoarea de 60 [Hz] a frecvenței convertizorului, pe parcursul fazei de regim se înregistrează o creștere a vitezei de deplasare a elementului mobil până la valoarea maximă de 0,1806 [m/s] în timp ce viteza medie aferentă fazei de regim este egală cu 0,1804 [m/s]. Ambele valori sunt mai mici față de mersul în gol. Rezultatele numerice privind acest set de încercări sunt prezentate în tabelul 7.3. Se poate remarca aceeași tendință de creștere în ceea ce privește timpii de răspuns odată cu creșterea valorii frecvenței convertizorului (deci a turației motorului electric de antrenare) precum și influența momentului de frecare la arborele de ieșire a transmisiei planetare, prin faptul că, timpii de răspuns la frânare înregistrează o ușoară scădere, comparativ cu mersul în gol, în timp ce timpii de accelerare înregistrează o

ușoară tendință de creștere în comparație cu mersul în gol. Această diferență se datorează existenței acestui moment de frecare.

Tabelul 7.3. Valorile setului de încercări pentru funcționarea la sarcină de 0,041 [daN·m] a transmisiei planetare și turație de intrare variabilă

Frecvență convertizor [Hz]/turație [rot/min]	t_a [s]	t_r [s]	t_f [s]	t_t [s]	V [m/s]
2/83,204	0,0658	191,61	0,0657	191,741	0,0054
10/444,676	0,0674	32,63	0,066	32,763	0,0318
20/896,516	0,112	15,55	0,1	15,762	0,06
30/1348,356	0,1498	9,71	0,173	10,032	0,084
40/1800,196	0,0209	6,26	0,211	6,491	0,12
50/2252,036	0,0266	4,84	0,248	5,114	0,152
60/2703,876	0,274	2,73	0,29	3,294	0,1804

Analiza variației vitezei amplitudinii vibrațiilor prezentată în figura 7.8, arată faptul că, pentru valori ale frecvenței stabilite din convertizor, cuprinse între 2 și 40 [Hz] viteza de variație a amplitudinii vibrațiilor înregistrează valori în jurul valorii de 0,005 [m/s] (similar situației precedente) cu vârfuri ce ating și nu depășesc, de această dată, valoarea de 0,007 [m/s].

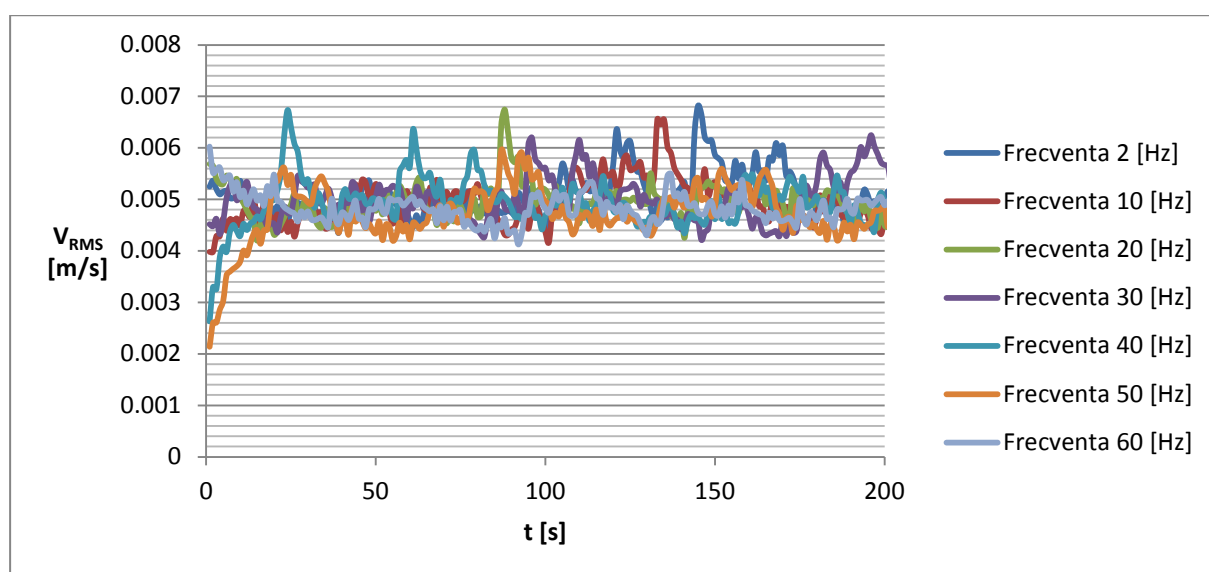


Figura 7.8. Viteza amplitudinii vibrațiilor înregistrate la nivelul reductorului planetar pentru turație la intrare variabilă și sarcină de 0,041 [daN·m]

Comparând aceste valori cu cele indicate în standardul ISO 10816 rezultă faptul că acestea se încadrează de asemenea în limitele acceptabile ale intervalului stabilit de standardul ISO 10816. Pentru frecvențele de 50 respectiv 60 [Hz] se înregistrează vârfuri ce ating și nu depășesc valoarea de 0,006 [m/s], similar situației precedente.

Variația nivelului presiunii acustice, L la nivelul ansamblului motor-transmisie planetară, pentru funcționarea în sarcină de 0,041 [daN·m] este prezentată în figura 7.9.

Analiza diagramei de variație prezentată în figura 7.9 arată o creștere a nivelului maximal al presiunii acustice corespunzător ansamblului motor-reductor pe măsură ce are loc creșterea turației la intrare, ca urmare a modificării valorii frecvenței din convertizor.

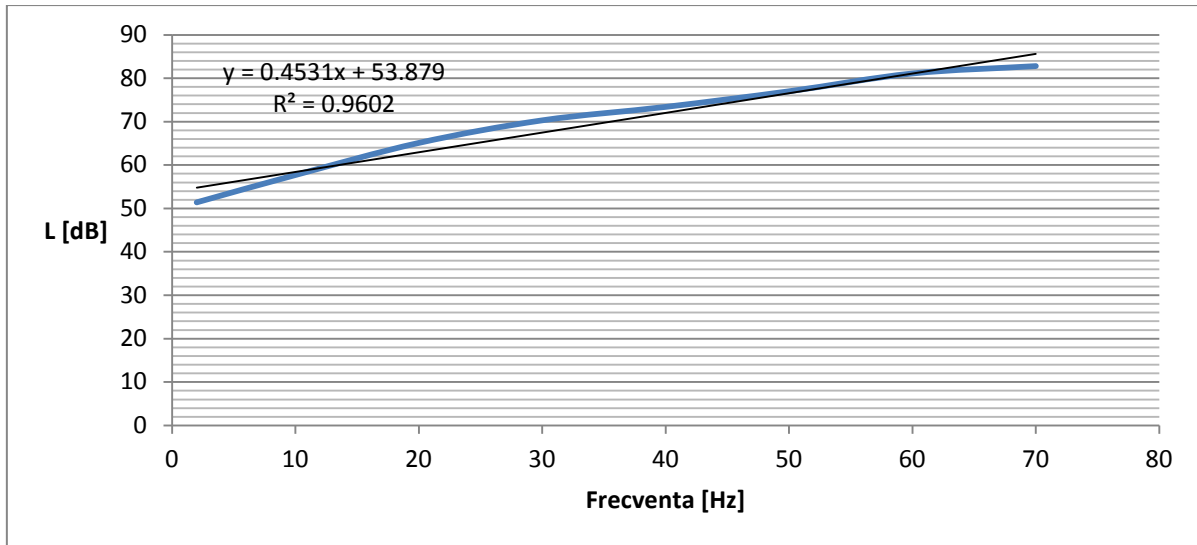


Figura 7.9. Variația nivelului de zgomot înregistrat la nivelul ansamblului motor-reductor planetar, pentru funcționarea în sarcină de 0,041 [daN·m]

Această creștere înregistrează o tendință similară celei precedente, cu diferența că valoarea maximă înregistrată, corespunzătoare frecvenței de 60 [Hz] este egală cu 81,1 [dB], în timp ce valoarea minimă înregistrată, corespunzătoare frecvenței de 2 [Hz] este egală cu 54,4 [dB]. Deși valorile menționate sunt mai mari în comparație cu cele precedente, acestea de asemenea se încadrează în limitele admise de către standardul SR EN ISO 60034-9:2006.

Concluzii: În urma acestui set de încercări experimentale efectuate în vederea determinării influenței turației la arborele de intrare, reglată în funcție de valoarea frecvenței convertizorului, asupra regimurilor tranzitorii, nivelelor de vibrații și nivelului de zgomot, la valori constante ale momentului rezistent la arborele de ieșire, se constată următoarele aspecte:

1. Timpii regimului tranzitoriu (accelerare, decelerare) variază direct în funcție de valoarea turației de intrare în reductor. Valoarea pantei de accelerare/decelerare a fost stabilită prin parametrii PID ai convertizorului de frecvență.
2. Forma cvasilineară a curbelor accelerației și decelerației a rezultat tot din fixarea parametrilor PID ai convertizorului, având în prima porțiune a accelerației un pronunțat caracter liniar iar la apropierea turației de regim, o formă curbă necesară pentru evitarea supraoscilațiilor. Supraoscilațiile înregistrate la turațiile de regim sunt amortizabile și acceptabile unui robot pentru a efectua poziționări.
3. Variația momentului rezistent asupra timpilor de răspuns este evidentă, dar cu pondere relativ mică, acest fapt este justificat de circuitele de reglare automată din structura convertizorului care compensează creșterea de moment a motorului pe perioada tranzitorie a reductorului. Totuși, această compensare este parțială, astfel, pe măsură ce cuplul rezistent crește, apare și o creștere a regimului tranzitoriu. Dacă reductorul planetar ar fi făcut parte dintr-o buclă închisă, atunci compensarea regimului tranzitoriu era diferită, cu așteptări mult superioare celor în buclă deschisă.

4. Valoarea variației timpilor de răspuns a regimului tranzitoriu pentru aceeași turație, dar cu momente rezistente diferite, este relativ mică (max. 0,0043 [s]) și cu menținerea stabilității la atingerea turației de regim. În cazurile reale de exploatare a roboților industriali, unde reductorul planetar este parte integrantă a buclei de reglare a poziției, comportarea în regim tranzitoriu este îmbunătățită, dar stabilitatea la turația de regim, cât și la atingerea punctului final al poziționării, este mult mai sensibilă.
5. Calitatea regimului tranzitoriu a unui reductor planetar este direct influențată de optimizarea parametrilor PID ai convertizorului, care trebuie să fie minimizați până asigură valoarea cea mai mică a timpilor de răspuns, dar și o bună stabilitate la atingerea turației de regim și la atingerea punctului final al poziționării. În același timp, valoarea parametrilor PID depinde direct de masele inerțiale ale reductorului planetar, unde așa cum a rezultat din cercetările teoretice privind minimizarea masei inerțiale, se pot aplica soluții constructive în acest sens pentru reducerea timpilor de răspuns.
6. Comportarea reductorului planetar sub aspect vibratoriu este reflectată prin variația amplitudinii vibrațiilor, care au un nivel încadrabil în normele admisibile (ISO 10816) pe tot parcursul creșterii turației de intrare în reductor. Pe măsură ce cuplul rezistent crește variația amplitudinii vibrațiilor are modificări relativ mici. Prin urmare, cauzele ce stau la baza nivelului vibrațiilor țin de calitatea (treapta de precizie) elementelor constitutive ale reductorului planetar și nu foarte mult de valoarea forțelor din angrenare.
7. Analizând rezultatele sub aspect vibratoriu al reductorului planetar pe ansamblul încercărilor, se observă că apar unele vârfuri ale diferitelor armonici ale gamei de turații de la intrare, care au tendința de a se repeta periodic, ceea ce conduce la concluzia că unul/unele elemente aflate în mișcare de rotație produc periodic această „perturbație” suplimentară. Cauzele acestor perturbații pot fi: abateri de la profilul danturii, bătaii radiale, dezechilibre dinamice, etc. Însăși transmisia planetară, alcătuită din roțile centrale, roțile-satelit, lagărele și arborii aferenți, formează un sistem vibrator caracterizat de către două surse de excitație: erorile de fabricație și montaj, precum și erorile produse de către deformațiile elastice sub acțiunea sarcinilor, a elementelor (de exemplu, în cadrul studiului teoretic s-a studiat influența forțelor din angrenare asupra deformațiilor și rigidității lagărelor). Ambele surse prezentate anterior, prezintă influență asupra caracteristicii rigidității efective totale a transmisiei planetare și produc atât vibrațiile cât și zgomotul în timpul funcționării transmisiei planetare.
8. Datorită repartiției neuniforme a puterii de intrare pe roțile-satelit, rezultă, așa cum s-a arătat și în cadrul studiului teoretic, un dezechilibru în ceea ce privește forțele ce lucrează pe dinții roților dințate ce alcătuiesc transmisia planetară. Astfel variația mărimii precum și direcției forțelor din angrenare, reprezintă cauza apariției zgomotului și vibrațiilor și poate duce de asemenea la apariția fenomenului de rezonanță, situație în care, amplitudinea vibrațiilor înregistrează o creștere continuă. Cu toate acestea, rezultatele cercetărilor experimentale arată faptul că, este posibilă o trecere rapidă peste această turație critică, astfel ca la turații ridicate după depășirea acesteia, transmisia planetară începe să funcționeze liniștit. Minimizarea efectului

turației critice asupra funcționării transmisiei planetare, poate fi deci obținută, prin utilizarea unui absorbitor de vibrații cu rol în limitarea amplitudinii oscilațiilor la trecerea în zona turației critice.

9. Comportamentul vibratoriu al reductorului planetar supus încercărilor are vitezele periferice ale roților dințate cu valori mai mici de 14 [m/s], situație ce explică nivelul cvasiconstant a vitezei amplitudinii vibrațiilor, ceea ce confirmă rezultatele cercetării teoretice ale vitezelor periferice. În cazul depășirii valorilor admisibile ale vitezelor periferice specifice roților dințate cu dinți drepecți (≤ 17 [m/s]) și a roților dințate cu dinți înclinați (≤ 22 [m/s]), atunci erau de așteptat modificări substanțiale ale nivelului vibrațiilor. Prin urmare, este recomandat pentru proiectanții constructori de reductoare planetare să respecte condiția limită a vitezelor periferice ale roților dințate. Această condiție asigură premisa obținerii unui reductor planetar cu nivel redus al vibrațiilor, alături de clasa de precizie a elementelor aflate în mișcare de rotație. Treapta întâi a reductorului planetar este cea mai supusă atenției privind respectarea vitezelor periferice, deoarece treapta a doua are deja redusă turația și deci vitezele periferice vor fi mult mai mici.
10. Variația nivelului zgomotului în raport cu variația turației la arborele de intrare a reductorului este crescătoare, astfel la valori mici ale turației nivelul zgomotului este ≈ 50 [dB], iar la turații de 2700 [rot/min], nivelul zgomotului este ≈ 80 [dB], încadrabil în valorile admisibile reductoarelor. Așa cum s-a arătat în cadrul studiului teoretic, prezența abaterilor la nivelul dinților roților dințate ce alcătuiesc transmisia planetară, în acest sens eroarea ciclică, eroarea formei și profilului dintelui fiind cele mai importante surse ce afectează negativ nivelul de zgomot la nivelul transmisiei planetare. Cu toate acestea, nivelul de zgomot al ansamblului motor-transmisie planetară se menține în limita admisibilă, în toate situațiile analizate, o influență asupra nivelului de zgomot având chiar și motorul electric ce acționează transmisia planetară.
11. În cazul variației momentului rezistent la arborele de ieșire al reductorului, se constată modificări foarte mici ale nivelului zgomotului, situație întâlnită și la comportarea sub aspect vibratoriu. Prin urmare rezultă o legătură strânsă între cei doi parametri monitorizați: vibrații și zgomot, care au în comun aceleași cauze la origine.

7.8. Rezultate privind influența variației turației la arborele de intrare și sarcinii aplicate la arborele de ieșire asupra distribuției temperaturii la nivelul transmisiei planetare

Rezultatele privind regimul termic al transmisiei planetare presupun determinarea temperaturii exterioare, care să caracterizeze nivelul de încălzire al acesteia. În scopul obținerii unor rezultate semnificative din punct de vedere al distribuției temperaturilor la nivelul transmisiei planetare, aceste determinări experimentale au fost realizate la valori extreme corespunzătoare frecvenței convertizorului, respectiv a sarcinii aplicate la ieșirea transmisiei planetare (60 [Hz] respectiv 0,292 [daN·m]), atât în cazul funcționării în gol cât și în situația funcționării în sarcină a acesteia. Ambele încercări experimentale au fost realizate timp de 3 ore conform SR EN 16714:2017 [176].

Termogramele obținute în ambele situații sunt prezentate în figurile 7.30 respectiv 7.31. Regiunea dreptunghiulară evidențiată corespunde regiunii vopsite în culoarea neagră de pe suprafața transmisiei planetare, reprezentând astfel zona de interes pentru măsurarea valorilor temperaturilor. Analiza termogramei prezentate în figurile 7.30 respectiv 7.31 arată faptul că distribuția generală a temperaturilor la nivelul transmisiei planetare este influențată foarte puțin de prezența sarcinii.

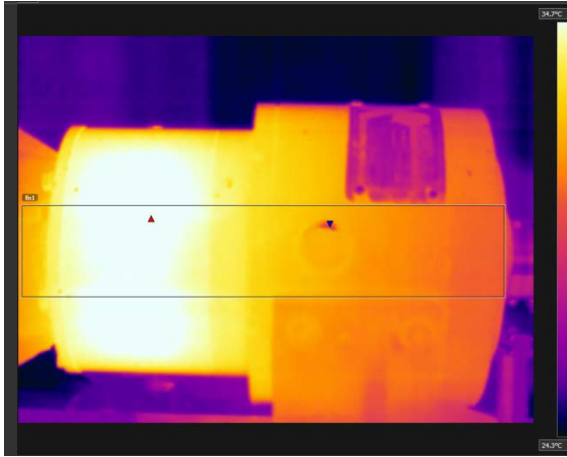


Figura 7.30. Termograma corespunzătoare funcționării în gol a transmisiei planetare

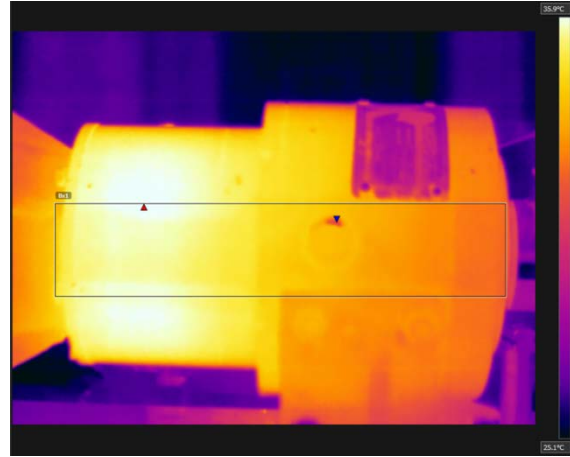


Figura 7.31. Termograma corespunzătoare funcționării în sarcină a transmisiei planetare

Rezultatele prezentate în formă grafică, în figurile 7.30 și 7.31 arată faptul că temperaturile cu valori mari se înregistrează în zona aferentă primei trepte de reducere a transmisiei planetare, în zona celei de-a doua trepte de reducere fiind înregistrate valori mai mici ale temperaturilor, acestea scăzând pe măsură ce se ajunge la arborele de ieșire a transmisiei (extremitatea dreaptă). Această variație a temperaturilor de-a lungul transmisiei planetare se datorează faptului că, vitezele periferice ale elementelor aflate în mișcare de rotație, aferente primei trepte (roți centrale, roți-satelit și brațul port-satelit) sunt mai mari, comparativ cu vitezele periferice ale elementelor ce alcătuiesc a doua treaptă de reducere, acestea din urmă fiind demultiplicate cu valoarea raportului de transmitere $i=6,14$ aferent unei trepte de reducere. Prin urmare, soluțiile de minimizare a temperaturii maxime atinse în timpul funcționării trebuie să îndreptate în special către prima treaptă de reducere și unde prin cercetarea teoretică a celor 4 tipuri de structuri planetare, au fost puse în evidență superioritățile structurii cu trei roți centrale (3K). Cu toate acestea însă, prezența sarcinii influențează valoarea temperaturilor maxime obținute, acestea fiind egale cu $37,4$ [°C] în cazul funcționării în gol, respectiv $38,6$ [°C] în cazul funcționării în sarcină, valoarea turației la arborele de intrare fiind constantă. Această diferență între valorile maxime obținute, se datorează creșterii forței de frecare dintre flancurile dinților roților dințate. Pe lângă aceste considerente, valorile reacțiunilor din lagărele sateliților, brațului port-satelit cât și a arborelui de ieșire, au crescut, modificând valorile forțelor de frecare de rostogolire, cu implicații directe asupra creșterii temperaturii. Cu toate acestea, nu se înregistrează o diferență mare între valorile celor două temperaturi, datorită reducerii frecării prin utilizarea aditivului cu nanoparticule.

Variațiile în timp a temperaturilor maxime de la suprafața transmisiei planetare, corespunzătoare funcționării în gol respectiv în sarcină, sunt indicate în figura 7.32.

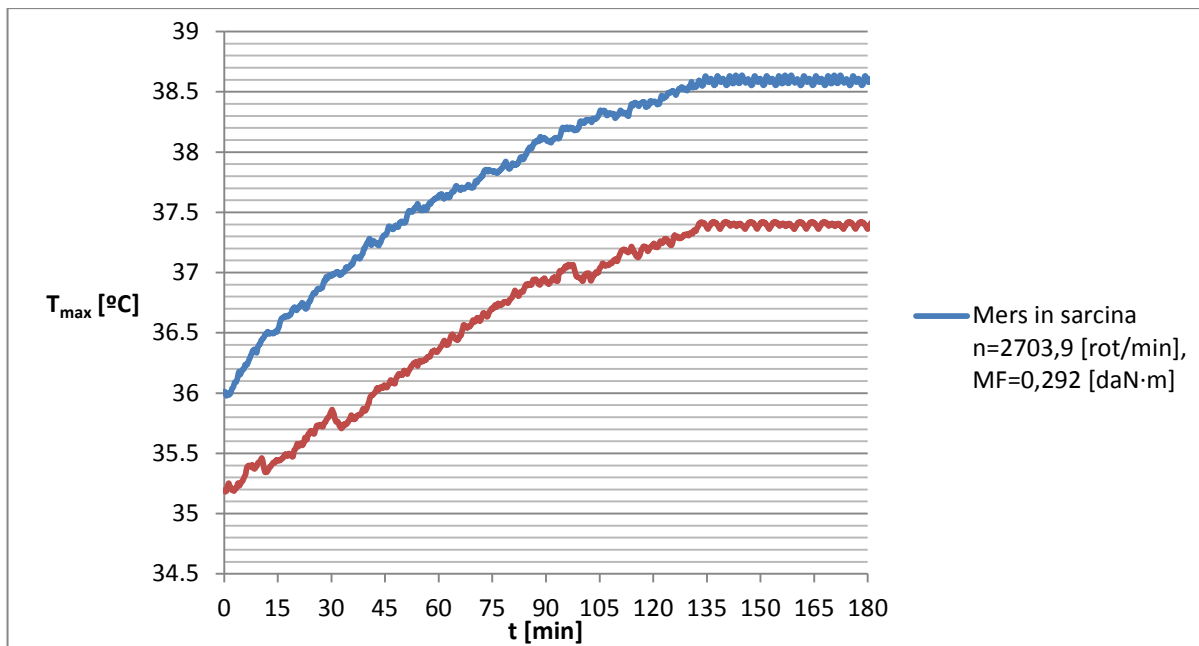


Figura 7.32. Variația în timp a temperaturii maxime de la suprafața transmisiei planetare

Analiza graficelor de variație indicate în figura 7.32 arată faptul că regimul termic corespunzător transmisiei planetare cercetate include o fază tranzitorie în care se înregistrează o creștere continuă a temperaturii, până la atingerea valorilor cvasiconstante, la care are loc stabilizarea acesteia. De asemenea, tendința de variație în timp a temperaturii maxime de la suprafața transmisiei planetare este similară în ambele situații de funcționare a acesteia, diferența constând în valorile maxime înregistrate cu privire la temperatura atinsă în timpul funcționării transmisiei planetare.

Concluzii: În urma acestui set de încercări experimentale efectuate în vederea determinării influenței turației la arborele de intrare și a sarcinii aplicate la arborele de ieșire asupra regimului termic al reductorului planetar, se constată următoarele aspecte:

1. Zona unde se înregistrează cele mai mari valori ale temperaturii este cea a primei trepte a reductorului planetar, unde vitezele periferice sunt mari. Prin urmare, cercetările teoretice ce vizează nivelul maxim al temperaturii de regim, pun în evidență strategiile de minimizare a vitezelor periferice ale roților dințate din structura reductorului planetar.
2. Influența prestrângerilor lagărelor de rostogolire în scopul creșterii rigidității torsionale este foarte mică, motiv ce întărește convingerea utilizării prestrângerii axiale ale lagărelor de rostogolire, cu valori predefinite fiecărui lagăr.
3. Deși în treapta a II-a de reducere au fost operate modificări constructive privind minimizarea jocului între flancuri, nivelul temperaturii este mai mic față de treapta întâi. Prin urmare, modificările privind jocul dintre flancuri cât și prestrângerea lagărelor din treapta a II-a nu au influențat major creșterea temperaturii zonale, situație acceptabilă din acest punct de vedere. De remarcat este realizarea clasei de precizie a roților dințate și în mod special bătaia radială, astfel încât în timpul angrenării să fie asigurat un joc dintre flancuri de minim 0,003 [mm] necesar unei bune angrenări. În acest fel, proiectantul constructor trebuie să aibă în vedere creșterea clasei de precizie

a roților dințate, dar și a distanțelor între axe, acolo unde se dorește reducerea jocului între flancuri.

4. Minimizarea temperaturilor atinse în timpul funcționării transmisiei planetare, poate fi realizată prin efectuarea unor dimensionări termice adecvate, determinând aria suprafeței exterioare a carcasei transmisiei planetare, ce poate atinge în timpul funcționării, o temperatură a cărei valoare este impusă anterior.
5. Utilizarea aditivilor pentru agentul de ungere este o soluție recomandabilă, vis-a-vis de costul lor, deoarece asigură o „frecare de rostogolire” în procesul de angrenare, îmbunătățind comportamentul termic al reductorului planetar.

7.9. Rezultate privind influența momentului rezistent aplicat arborelui de ieșire a transmisiei planetare asupra rigidității torsionale

Sub acțiunea sarcinilor exterioare, arborele de ieșire a transmisiei planetare prezintă o serie de deformații torsionale, în timp ce lanțul ce asigură transmisia mișcării, poate prezenta deformații elastice. Aceste determinări experimentale prezintă importanță având în vedere condițiile de funcționare corectă și de îndeplinire a condițiilor de calitate privind rigiditatea, impuse transmisiilor planetare utilizate în acționarea roboților industriali. Rezultatele obținute în urma determinării rigidității transmisiei planetare sunt indicate în diagramele indicate în figurile 7.33 și 7.34. Aceste încercări au fost realizate în două situații: în situația când sarcina aplicată barei de moment este variabilă, iar distanța de punctul de prindere a barei pe arborele de ieșire a transmisiei planetare la punctul de aplicației a sarcinii, este parametrul constant, precum și în situația inversă, când sarcina reprezintă parametrul constant, iar brațul forței de greutate, reprezintă parametrul variabil. Analizând diagramele prezentate în figurile 7.32 și 7.33, rezultă faptul că în ambele cazuri se înregistrează o variație aproape liniară a deformației totale în raport cu momentul de torsiune aplicat arborelui de ieșire, astfel că, o creștere a momentului de torsiune are ca efect o creștere a deformației elastice totale.

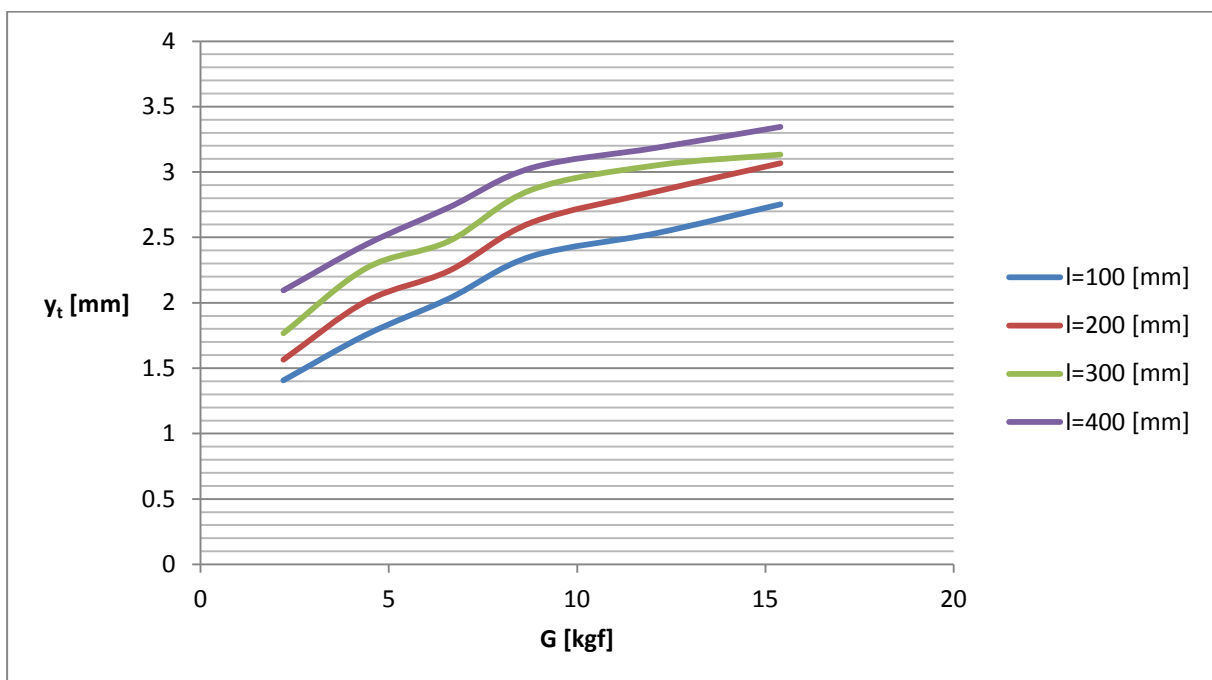


Figura 7.33. Diagrama sarcină-deplasare totală (brațul forței constant)

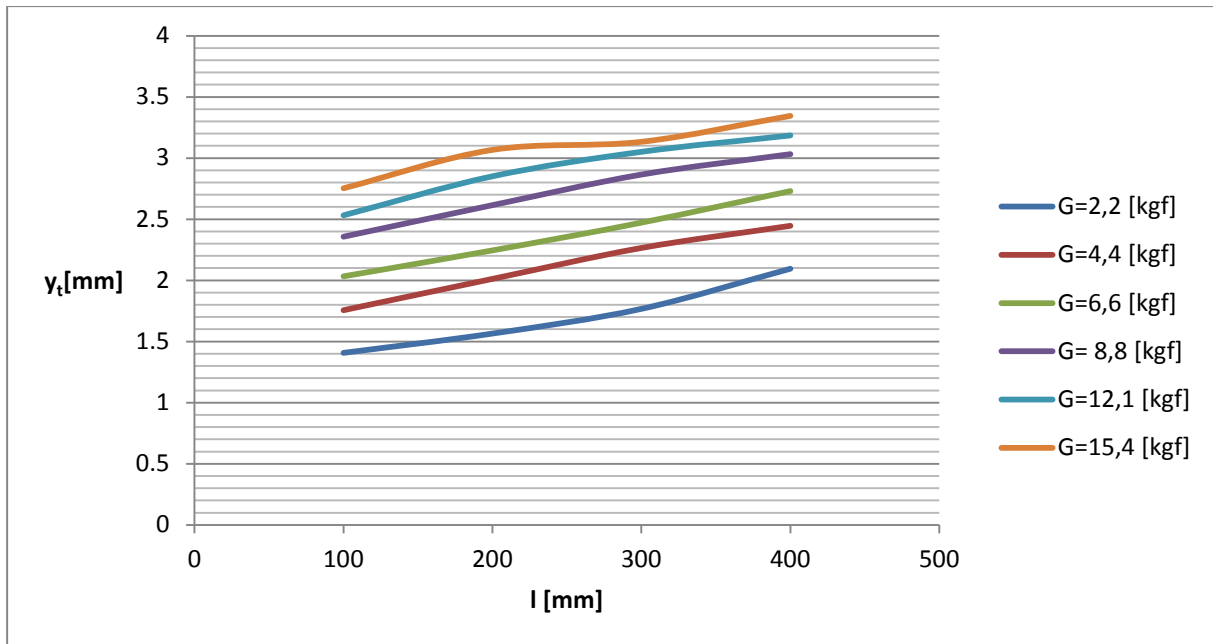


Figura 7.34. Diagrama lungime-deplasare totală (pentru sarcină constantă)

Având în vedere faptul că, diagramele prezentate în figurile 7.33 și 7.34 arată de fapt variația deformației totale, în raport cu cei doi factori influenți ai momentului de torsiune aplicat la arborele de ieșire, este necesar să fie cunoscută și variația deformației elastice proprii barei de moment y_b în funcție de sarcina G , indicată în figura 7.35.

Similar diagramelor anterioare, aceasta înregistrează o variație liniară și o tendință de creștere pe măsură ce are loc creșterea atât a valorii sarcinii aplicate cât și a valorii momentului de torsiune. Rezultatele numerice pe baza cărora au fost elaborate diagramele prezentate în figurile 7.32, 7.34 respectiv 7.35 sunt prezentate în tabelul 7.9, împreună cu deformația unghiulară θ la arborele de ieșire a reductorului planetar. Această deformație unghiulară a arborelui de ieșire, reprezintă rigiditatea torsională a reductorului planetar.

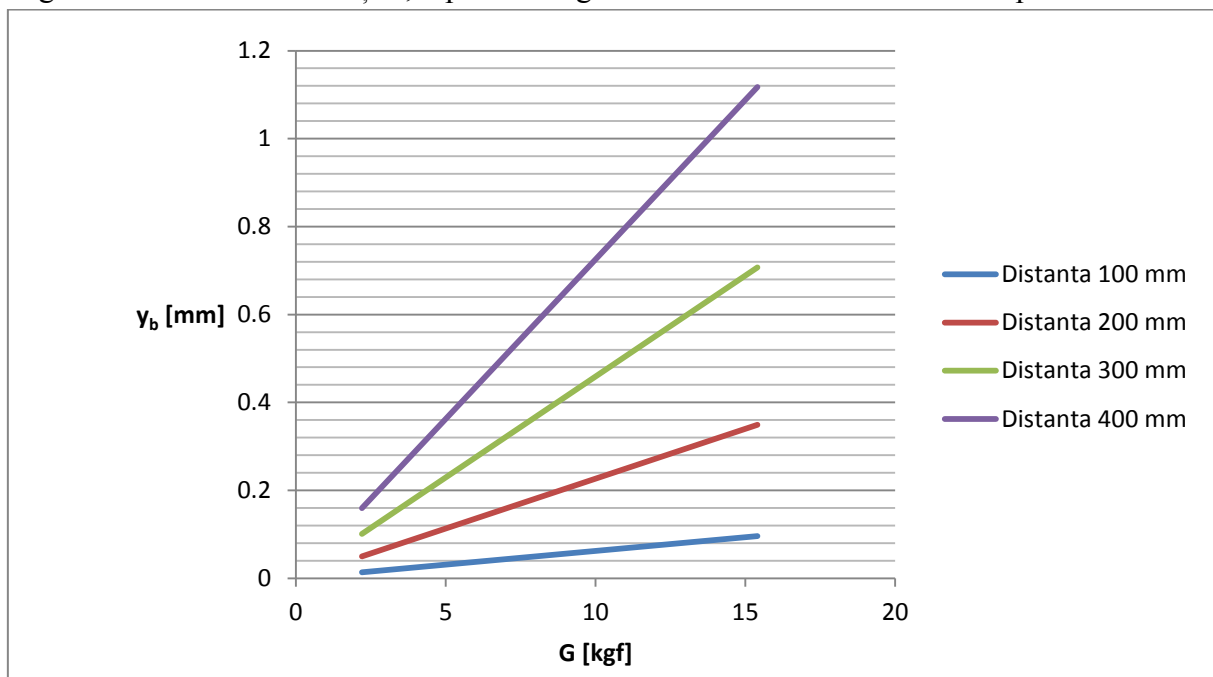


Figura 7.35. Diagrama de variație a săgeții proprii barei y_b în funcție de sarcina aplicată

Tabelul 7.9. Rezultate numerice corespunzătoare deformației totale (y_t), deformației barei de moment (y_b), deformațiilor roților dințate ale reductorului (y_r) precum și momentului la arborele de ieșire (M)

G [kgf]	l [mm]	y_t [mm]	y_b [mm]	$y_r=y_t-y_b$ [mm]	$M=G \cdot l$ [daN·m]	θ [°]
2,2	100	2,042	0,0137	2,0283	0,22	1,162
	200	2,2	0,0498	2,1502	0,44	1,778
	300	2,402	0,101	2,301	0,66	2,217
	400	2,73	0,159	2,571	0,88	2,586
4,4	100	2,391	0,027	2,364	0,44	1,354
	200	2,647	0,099	2,548	0,88	2,084
	300	2,9	0,202	2,698	1,32	2,599
	400	3,081	0,319	2,762	1,76	2,995
6,6	100	2,668	0,041	2,627	0,66	1,505
	200	2,88	0,149	2,731	1,32	2,287
	300	3,107	0,303	2,804	1,98	2,823
	400	3,365	0,478	2,887	2,64	3,236
8,8	100	2,992	0,054	2,938	0,88	1,683
	200	3,25	0,199	3,051	1,76	2,557
	300	3,5	0,404	3,096	2,64	3,148
	400	3,667	0,638	3,029	3,52	3,582
12,1	100	3,167	0,075	3,092	1,21	1,771
	200	3,486	0,274	3,212	2,42	2,691
	300	3,686	0,555	3,131	3,63	3,289
	400	3,82	0,878	2,942	4,84	3,710
15,4	100	3,388	0,096	3,292	1,54	1,885
	200	3,702	0,349	3,353	3,08	2,846
	300	3,768	0,707	3,061	4,62	3,431
	400	3,98	1,117	2,863	6,16	3,841

Concluzii: În urma acestui set de încercări experimentale efectuate în vederea determinării influenței momentului rezistent aplicat arborelui de ieșire asupra rigidității torsionale s-au constatat următoarele aspecte:

1. Creșterea momentului rezistent la arborele de ieșire al reductorului planetar atrage deformări unghiulare (torsionale) ce se află într-o dependență cvasiliniară. La valori mari ale momentului rezistent, $4 \div 6$ [daN·m], deformațiile unghiulare au valori de neacceptat, deoarece se regăsesc în valoarea preciziei de poziționare a robotului.
2. Elementele componente ale transmisiei mișcării reductorului planetar au participări diferite la deformația unghiulară finală. Astfel, așa cum a rezultat din cercetările teoretice, elementele componente aflate la prima treaptă, au pondere diminuată la deformația totală cu valoarea raportului de transmitere. Prin urmare, atenția majoră trebuie acordată treptei finale a reductorului planetar, printr-o dimensionare „pe măsură” sau prin aplicarea unor măsuri compensatorii.

3. Situația practică a unui lanț cinematic de la un robot industrial cu variații pronunțate ale momentului rezistent se întâlnește la deplasările în plan vertical, unde greutatea elementului mobil (sanie, masă) împreună cu dispozitivul de prehensiune ating valori mari și care devin variabile în funcție de structura robotului. În acest caz, este necesar introducerea unor sisteme de echilibrare-compensare, astfel încât greutatea elementelor mobile să fie compensată, rămânând doar influența greutății sarcinii manipulate, care are valori relativ mici. Un alt mijloc de compensare a efectelor momentului rezistent este utilizarea sistemului de măsură direct a poziției, altfel spus, introducerea reductorului planetar în interiorul buclei de poziție, unde deformația unghiulară a reductorului urmează să fie compensată automat de sistemul de reglare și control. De asemenea, dacă robotul industrial este dotat cu un traductor de cuplu rezistent, atunci efectul momentului rezistent poate fi compensat de către sistemul de comandă și control al robotului.
4. Din analiza datelor din tabelul 7.9, se poate rezuma că reductoarele planetare utilizate la roboții industriali au nevoie de rigiditate torsională ridicată și care poate fi obținută prin utilizarea unor soluții de lăgărire rigide la toate elementele, folosirea prestrângerilor axiale a lagărelor (în special ultima treaptă) și o dimensionare „pe măsură” a elementelor organologice constitutive.

CAPITOLUL 8

CONCLUZII FINALE, RECOMANDĂRI ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

8.1. Concluzii finale și recomandări

1. Prin cercetările efectuate în această lucrare de îmbunătățire a parametrilor constructivi și funcționali ai reductoarelor planetare utilizate la acționarea roboților industriali a rezultat practic, un nou produs care are la arborele de ieșire rigiditate torsională crescută, joc mic ($1\div 6$ [min]) moment de girație minimizat, având în același timp un nivel al vibrațiilor și zgomotului încadrabil în limitele admisibile ale normelor în vigoare. Parametrii constructivi îmbunătățiți și enumerați mai sus, influențează pozitiv precizia de poziționare, cât și eroarea traiectoriei roboților industriali. Reductorul planetar aflat în structura unui lanț cinematic de poziționare de la roboții industriali reprezintă factorul principal și determinant privind precizia de poziționare și eroarea traiectoriei.
2. Structura compactă, gabaritul mic, echilibrarea forțelor degajate din angrenare conduc la obținerea unui reductor planetar potrivit pentru acționarea roboților industriali. Valoarea raportului de transmitere mare în raport cu gabaritul cât și tehnologia bine cunoscută fac ca reductorul planetar cu aceste optimizări specifice roboților, să devină elementul specific unui robot industrial. Randamentul „noului produs” cât și valoarea raportului de transmitere nu sunt afectate față de varianta reductorului planetar cunoscut. Asigurarea îmbunătățirii parametrilor constructivi ai reductorului planetar asigură o poziție dominantă în raport cu reductoarele armonice sau precesionale în ce privește utilizarea lor la roboții industriali.
3. Cercetările comparative ale celor patru tipuri de structuri cinematice planetare din punct de vedere al vitezelor periferice pun în evidență comportarea vibratorie și acustică dar și sub aspectul regimului termic, astfel încât se poate stabili structura planetară cu cele mai mici viteze periferice, aceasta fiind de tip 3K. Reducerea vitezelor periferice ale roților dințate din structura reductorului planetar, conduce la reducerea nivelului de vibrații cât și a nivelului zgomotului. Totodată, reducerea vitezelor periferice are influență pozitivă și asupra comportamentului termic al reductorului planetar. Așa cum a fost cercetat și demonstrat teoretic, reducerea vitezelor periferice prin stabilirea structurii cinematice planetare, apare ca un element suplimentar de reducere și micșorare a diametrelor roților dințate (pe cât posibil constructiv). Din acest motiv, analiza micșorării diametrelor are în vedere tipurile potrivite de lăgăruire ale axelor pentru asigurarea rigidității torsionale, dar și contextul vecinătăților fiecărui angrenaj al reductorului planetar.
4. Din cercetările teoretice rezultă că utilizarea reductoarelor planetare tip 2K-H sau 3K având element condus brațul port-satelit, este recomandată din punct de vedere dinamic, întrucât în acest caz momentul de girație propriu brațului port-satelit are o influență minimă, în comparație cu situația când brațul port-satelit reprezintă elementul conducător. Evident, în ambele situații, comportamentul dinamic, din perspectiva timpilor de răspuns poate fi îmbunătățit prin optimizarea formei constructive a brațului port-satelit.
5. Determinarea momentului de girație redus la arborele servomotorului reprezintă o

problemă corelată cu alegerea celorlalți parametri ai lanțului cinematic de poziționare, respectiv valoarea raportului de transmitere, masă element mobil, masă cuplaj mecanic. Alegerea acestor parametri implică deci o serie de probleme de optimizare ale căror obiectiv constă în obținerea unor timpi de răspuns mici. Dacă destinația robotului industrial impune realizarea unor curbe plane sau spațiale, ale căror abateri sunt mici, se impune realizarea unor timpi de răspuns mici ai lanțurilor cinematice. În acest sens reductorul planetar este elementul principal ce influențează regimul tranzitoriu și în mod special brațul port-satelit. Cercetările teoretice privind optimizarea formei brațului port-satelit influențează momentul de girație (fiind elementul din structura reductorului planetar cu cea mai mare masă), respectiv timpul de răspuns al lanțului cinematic.

6. Structura specifică reductoarelor planetare face ca pe măsură ce crește cuplul rezistent, forțele rezultate din angrenare să-și mențină echilibrul datorită dispunerii echidistante a roților-satelit, iar brațul port-satelit să nu fie acționat de forțe suplimentare. Astfel pe măsură ce sarcina rezistentă crește, nivelul vitezei, vibrațiilor și al zgomotului variază foarte puțin. În acest fel, solicitarea lagărelor brațului port-satelit este afectată foarte puțin în funcție de dezechilibrul repartiției puterii (K) pe cei „ N ” sateliți, ceea ce face ca nivelul vibratoriu și acustic să difere foarte puțin. Prin urmare, scăderea gradului de influență al factorului de dezechilibru al repartiției puterii se face prin creșterea clasei de precizie a elementelor ce compun angrenarea, inclusiv distanța între axe.
7. Așa cum s-a văzut din cercetările teoretice și confirmate de încercările experimentale, optimizarea timpului de răspuns impune ca în regimul tranzitoriu de accelerare să apară un cuplu dinamic absorbit de motor, care este mult mai mare decât cuplul nominal. În acest regim tranzitoriu, cuplul nominal este ignorat (limita de curent aferentă cuplului nominal este ignorată timp de 2 s), stabilindu-se un cuplu dinamic (de comutație) ce asigură panta de accelerare impusă prin parametrii convertizorului. Mai mult, cuplul rezistent crescând, face ca pentru realizarea accelerației impuse prin parametrii convertizorului, prin buclele de curent ale acestuia, momentul dezvoltat de motor să poată crește peste valoare nominală, realizând astfel accelerația prescrisă. Totuși, așa cum rezultă din datele experimentale, o mică diferență există la pantă atunci când cuplul rezistent crește, nu același lucru se întâmplă când regimul de accelerare și decelerare este controlat.
8. În cazul reductorului planetar cu mai multe trepte de reducere se recomandă ca modificările să vizeze ultima treaptă deoarece vitezele periferice, jocurile cât și deformațiile de la prima treaptă sunt diminuate cu valoarea raportului de transmitere, ceea ce reduce mult valorile lor, astfel ponderea influenței este foarte mică în jocul și rigiditatea torsională de la arborele de ieșire al reductorului planetar. Aceste aspecte au fost cercetate detaliat sub aspect teoretic, dar și confirmate prin încercările experimentale.
9. Panta accelerației și decelerației este stabilită prin reglarea parametrilor convertizorului, având în vedere obținerea unei accelerații maxime cu o supraoscilație amortizabilă (modificând și în partea teoretică „ t_a ” în funcție de moment) și fac precizarea că rezultatele experimentale confirmă cercetările teoretice de optimizare a timpilor de răspuns și asigurarea unei bune stabilități a lanțului cinematic. Tot aici dezvolt

minimizarea timpilor de răspuns prin micșorarea inerției. Din analiza datelor experimentale se remarcă faptul că la creșterea cuplului rezistent, supraoscilația de la regimul de accelerație se atenuază la atingerea vitezei prescrise.

10. Modificarea constructivă privind jocul de flanc al dinților este recomandabil a se face doar la angrenajele de ieșire, unde viteza periferică este mică. Nu este recomandat să se realizeze aceste modificări a jocului la angrenajele de intrare deoarece crește temperatura și unde vitezele periferice sunt mari, poate duce la gripări. Studiul teoretic efectuat cu privire la influența jocului și rigidității transmisiilor planetare relevă importanța indicilor de precizie ai roților centrale și roților-satelit, atât în cazul măsurării indirecte (când nu mai are loc compensarea jocului din bucla de poziție) cât și în cazul măsurării directe, în cazul când traductorul de poziție este montat pe un arbore intermediar celui de ieșire al transmisiei planetare, apare în acest caz un lanț cinematic separat, care la rândul său poate introduce erori de măsurare. Aceste rezultate sunt recomandate proiectanților constructori de reductoare planetare cât și celor de roboți industriali.
11. (Rigiditatea torsională) fac comentariu privind influența asupra preciziei de poziționare, apar recomandări privind amplasarea sistemului de măsură (direct și indirect); Măsură de compensare a influenței rigidității torsionale asupra preciziei de poziționare. Eventual sistem de echilibrare pentru reducerea cuplului rezistent, etc. Aici vorbesc și despre prestrângerea lagărelor și utilizarea lagărelor cu role și ace.
12. Cercetările experimentale privind nivelul de vibrații al transmisiilor planetare, arată că viteza de variație a amplitudinii vibrațiilor se încadrează în limitele admisibile, prescrise de către standardul ISO 10816. De asemenea, nivelul de zgomot pentru ansamblul motor-reductor planetar se încadrează în prescripțiile impuse de către standardul SREN60034. Aceste cercetări experimentale realizate, au arătat legătura ce există între vitezele periferice ale roților dințate, nivelul de vibrații și nivelul de zgomot pentru transmisia planetară. Aceste ultime două fenomene sunt prin urmare complexe, influențate de o serie de factori.
13. Cercetările experimentale privind regimul termic al transmisiilor planetare au arătat faptul că, datorită pierderilor degajate sub formă de căldură, are loc creșterea temperaturii transmisiei planetare, care, pe durata funcționării continue, la sarcină constantă, atinge o valoare staționară stabilizată. Această creștere a temperaturii atinsă în timpul funcționării transmisiei planetare, este însă limitată de faptul că o parte din căldură este cedată mediului ambiant. Așa cum au arătat cercetările în zona primei trepte de reducere unde vitezele periferice sunt mari, apare înregistrat și un nivel crescut al temperaturii, iar în treapta a doua, nivelul temperaturii este mult mai mic, deși forțele din angrenare sunt mai mari, dar vitezele periferice sunt mult mai mici.
14. Proiectantul constructor de roboți industriali sau numai de reductoare planetare, are la dispoziție o bază de date și recomandări privind parametrii constructivi și funcționali ai transmisiilor planetare ce urmează a fi utilizate în acționarea cuplelor cinematice, în scopul obținerii unei precizii de poziționare cât mai ridicate. Totodată proiectantul are pus în evidență efectele colaterale ale comportării diferitelor structuri constructive de transmisii planetare în ceea ce privește funcționarea acestora în cadrul lanțului de poziționare al roboților industriali. Astfel proiectantul poate alege încă din faza de

concepție, soluția constructivă optimă a reductorului planetar, ce satisface în cea mai bună măsură condițiile de calitate impuse.

8.2. Contribuții originale

1. Au fost analizate și identificate punctele slabe ale actualelor reductoare planetare utilizate în acționarea roboților industriali și care influențează în sens negativ precizia de poziționare și eroarea traiectoriei. În baza rezultatelor analizei au fost supuși cercetării următorii parametri: vitezele periferice ale roților dințate pentru patru tipuri de structuri cinematice planetare ce influențează nivelele de vibrații, zgomot și comportament termic; rigiditatea torsională la arborele de ieșire; jocul la arborele de ieșire; timpul de răspuns al reductorului planetar.
2. A fost cercetat teoretic și stabilit un model matematic specific fiecărei soluții constructive de reductor planetar (reductoare planetare cu două roți centrale tip 2K-H cu angrenaj exterior și interior, angrenaj interior precum și cu angrenaj exterior, dar și reductoarele planetare cu trei roți centrale - tip 3K) în scopul stabilirii comportării din punct de vedere al vitezelor periferice. Scopul principal a fost analiza modului de influență a structurii constructive asupra vitezelor periferice, precum și posibilitatea optimizării acestora prin alegerea structurii constructive ce oferă cel mai mare raport de transmitere și cele mai mici viteze periferice pentru roțile dințate și brațul port-satelit ce alcătuiesc transmisia planetară.
3. A fost cercetat teoretic și stabilit un model matematic pentru cele patru structuri constructive de reductoare planetare menționate, în scopul analizei din punct de vedere al comportamentului dinamic, din perspectiva optimizării timpilor de răspuns. Astfel, având în vedere faptul că, brațul port-satelit execută de asemenea o mișcare de rotație, au fost stabilite relații specifice de calcul ale momentului de girație propriu, pentru diferite forme constructive de brațe port-satelit, în scopul stabilirii influenței geometriei acestora asupra momentului de girație total redus la arborele servomotorului, respectiv asupra timpilor de răspuns.
4. Au fost cercetate teoretic cele patru structuri constructive de reductoare planetare, în scopul creșterii rigidității torsionale.
5. A fost cercetat teoretic și stabilit un model matematic, pentru cele patru structuri constructive de reductoare planetare menționate anterior, în vederea stabilirii distribuției jocurilor din angrenare, respectiv jocurilor unghiulare, ținând seama și de posibilitatea amplasării transmisiei planetare în cadrul buclei de poziție. Scopul acestei cercetări teoretice a fost elaborarea unor strategii de minimizare a jocului reductoarelor planetare.
6. A fost conceput și realizat standul de încercări experimentale cu posibilități de folosire a interferometrului cu laser ML10 Renishaw. De asemenea, structura standului a fost modulară ceea ce a permis realizarea unei plaje de încercări ale reductorului planetar.
7. A fost cercetat experimental și creat o bază de date privind influența valorilor turației motorului electric și a momentului rezistent la ieșire, asupra timpilor de răspuns ai regimului tranzitoriu al lanțului cinematic din care face parte reductorul planetar.
8. A fost cercetat experimental și creat o bază de date privind influența valorilor turației motorului electric și a momentului rezistent la ieșire asupra vitezei de variație a

amplitudinii vibrațiilor înregistrate la nivelul reductorului planetar.

9. A fost cercetat experimental și creat o bază de date privind influența valorilor turației motorului electric și a momentului rezistent la ieșire, asupra nivelului presiunii acustice înregistrată la nivelul reductorului planetar.
10. A fost cercetat experimental și creat o bază de date privind influența momentului rezistent asupra temperaturii atinse în timpul funcționării de către reductorul planetar.
11. În urma analizei celor patru baze de date experimentale obținute, atât individual cât și prin comparație, cu privire la parametrii constructivi și funcționali, ai reductoarelor planetare utilizate în acționarea roboților industriali și micșorarea efectelor vibratorii asupra preciziei poziționale, au fost propuse o serie de recomandări punctuale privind stabilirea parametrilor optimi în funcție de mărimea sarcinii exterioare manipulată de către brațul robotic. Astfel, în urma cercetărilor teoretice și experimentale, proiectantul constructor al robotului industrial, dar și al reductorului planetar utilizat în acționarea cuplelor cinematice, are posibilitatea de a stabili structura constructivă a reductorului planetar, cât și valoarea forțelor de prestrângere a lagărelor, dar și nivelul minim al jocului prin impunerea clasei de precizie adecvate roților dințate din ultima treaptă de reducere a reductorului planetar.

Valorificarea cercetărilor realizate

- [1.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ciofu C., „Research Regarding Improvement of Dynamic Behaviour for High-Ratio Planetary Gears”, Applied Mechanics and Materials Vol. 657, pp. 549-553, 2015(prim autor);
- [2.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ciofu C. Ungureanu A.L., “Optimization Strategies of Peripheral Speeds for Planetary Speed Reducers Used in the Actuation of Industrial Robots”, Applied Mechanics and Materials Vol. 809-810, pp. 712-717, 2015(prim autor);
- [3.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ungureanu A.L., "Research Regarding Improvement of Torsional Stiffness for Planetary Speed Reducers Used in the Actuation of Industrial Robots", Applied Mechanics and Materials, Vols. 809-810, pp. 718-723, 2015(prim autor);
- [4.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ciofu C., Ungureanu A. L., "Research Regarding Backlash Improvement for Planetary Speed Reducers Used in the Actuation of Industrial Robots", Applied Mechanics and Materials, Vol. 834, pp. 114-119, 2016(prim autor);
- [5.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ciofu C., Ungureanu A. L., "A Comparative Approach Regarding the Dynamic Behaviour of Planetary Transmissions Used in Industrial Robots", Applied Mechanics and Materials, Vol. 834, pp. 120-125, 2016(prim autor);
- [6.] **Butunoi P.A.**, Stan G., “Experimental Research Regarding Transient Regime Of Kinematic Chains Including Planetary Transmissions Used In Industrial Robots”, International Journal of Modern Manufacturing Technologies, Vol. 8, No. 1, pp 18-23, 2016 (prim autor);
- [7.] Ciofu C., **Butunoi P.A.**, Stan G, "Robotic Elephant's Trunk Arm with Flexible Spatial Positioning", Applied Mechanics and Materials, Vol. 657, pp. 829-833, 2014(co-autor);
- [8.] Ungureanu A. L., Stan G., **Butunoi P.A.**, "Maintenance Strategy Optimization for Computer Numerical Control Machine Tools", Applied Mechanics and Materials, Vols.809-810, pp. 1504-1509, 2015 (co-autor);

BIBLIOGRAFIE

- [1.] Ababei Șt., Teoria sistemelor si elemente de reglaj automat, Editura Tehnică-Info, Chișinău, 2006;
- [2.] Ababei Șt., Senzori și traductoare, Editura Alma Mater, Bacău, 2012;
- [3.] AitTaleb, A., Chaâba, A., Sallaou, M., „Efficiency Evaluation of Continuously Variable Transmissions Including a Planetary Gear Train”. *Energy & Power Engineering*, Vol. 5(2), 2013;
- [4.] Aldana U.P., Vacher B., ș.a., „Action Mechanism of WS2 Nanoparticles with ZDDP Additive in Boundary Lubrication Regime”. *Tribology Letters*, vol. 56, pp. 249–258, 2014;
- [5.] Antonovics U, Brazis V, Greivulis J., “The Mechanical Transient Process at Asynchronous Motor Oscillating Mode”. *Scientific Proceedings of Riga Technical University*, pp. 23-26, 2009;
- [6.] Antonovičs U., Greivulis J., Gasparjans A., Terebkovs A., "Aspects of Creation of Asynchronous Oscillating Electric Drives," in *Proceedings of 7th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, pp. 88-91, 2008;
- [7.] Antonovičs U., Greivulis J., "The rotation and oscillating modes of asynchronous motor supplied from single-phase net" in *Proceedings of 8th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, Jelgava, pp. 319-323, 2009;
- [8.] Armstrong Jr. R.W., “Load to inertia mismatch. Unveiling the truth”, *Drives and Control Conference*, Telford, England, 1998;
- [9.] Arnaudov, K., Karaivanov, D., “The Torque Method Used For Studying Coupled Two-Carrier Planetary Gear Trains”. *Transactions of FAMENA*, Vol. 37(1), pp. 49-61, 2013;
- [10.] Arnaudov, K., Karaivanov, D., “The Complex Compound Multi-Carrier Planetary Gear Trains – a Simple Study”. In: *VDI-Berichte 2108 – 2*, pp. 673-684, 2010;
- [11.] Arnaudov, K., Karaivanov, D., “Engineering analysis of the coupled two-carrier planetary gearing through the lever analogy”. In: *Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions*, Chongqing, China, pp. 44-49, 2001;
- [12.] Alfredsson B.A., “A study on contact fatigue mechanisms”, *Doctoral Thesis Nr. 44*, Department of Solid Mechanics, Royal Institute of Technology, Stocholm, Sweden, 2000;
- [13.] Archard J. F., Rowntree R.A., “The temperature of rubbing bodies. Part 2, the distribution of temperatures”, *Wear*, vol. 128, pp. 1-17, 1988;
- [14.] Arnaudov, K., Karaivanov, D., “Higher compound planetary gear trains”. In: *VDI-Berichte 1904*, pp. 327-344, 2005;
- [15.] Atzori B., Lazzarini P., Meneghetti C., “Fracture mechanics and notch sensivity”. *Fatigue Fracture Engng. Mater. Struct.*, vol. 24, pp. 257-267, 2003;
- [16.] Bajpai P., Kahram A., Andersen N.E., “A surface wear prediction methodology for parallel-axis gear pairs”, *Journal of Tribology*, vol. 126, pp. 597-605, 2004;
- [17.] Barber J. R., Ciavarella M., “Contact mechanics”., *Int. Jour. Solid Structures*, Vol. 37, pp. 29-43, 2000;
- [18.] Barber J. R., “Some thermodynamic contact problems involving frictional heating”, *Q. J. Mech. Appl. Math.*, vol. 29, pp. 1-13, 1976;

- [19.] Baron T. ș.a., Calitate și fiabilitate, Editura tehnică, București, 1988;
- [20.] Berg S., “A study of sample withdrawal for lubricated systems. Part 2: Practical sample withdrawal and selection of proper sampling methods”, Industrial Lubrication and Tribology, vol. 53(3), pp. 97-107, 2001;
- [21.] Bodas, A., Kahraman, A., “Influence of carrier and gear manufacturing errors on the static load sharing behavior of planetary gear sets”. JSME International Journal Series C, 47(3), pp. 908-915, 2001;
- [22.] Bostan I., Dulgheru V., Grigoraș S., Transmisii planetare, precesionale și armonice. Atlas, Editura Tehnică, București, 1997;
- [23.] Botez E. ș.a. Mașini Unelte. Bazele teoretice ale proiectării. Vol. I(Cinematica), Vol. II (Automatica), Vol. III (Organologia și dinamica). Editura Tehnică, București, 1973;
- [24.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ciofu C., „Research Regarding Improvement of Dynamic Behaviour for High-Ratio Planetary Gears”, Applied Mechanics and Materials Vol. 657, pp. 549-553, 2015;
- [25.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ciofu C. Ungureanu A.L., “Optimization Strategies of Peripheral Speeds for Planetary Speed Reducers Used in the Actuation of Industrial Robots”, Applied Mechanics and Materials Vol. 809-810, pp. 712-717, 2015;
- [26.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ungureanu A.L., "Research Regarding Improvement of Torsional Stiffness for Planetary Speed Reducers Used in the Actuation of Industrial Robots", Applied Mechanics and Materials, Vols. 809-810, pp. 718-723, 2015;
- [27.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ciofu C., Ungureanu A. L., "Research Regarding Backlash Improvement for Planetary Speed Reducers Used in the Actuation of Industrial Robots", Applied Mechanics and Materials, Vol. 834, pp. 114-119, 2016;
- [28.] **Butunoi P.A.**, Stan G., Ciofu C., Ungureanu A. L., "A Comparative Approach Regarding the Dynamic Behaviour of Planetary Transmissions Used in Industrial Robots", Applied Mechanics and Materials, Vol. 834, pp. 120-125, 2016;
- [29.] **Butunoi P.A.**, Stan G., “Experimental Research Regarding Transient Regime Of Kinematic Chains Including Planetary Transmissions Used In Industrial Robots”, International Journal of Modern Manufacturing Technologies, Vol. 8, No. 1, pp 18-23, 2016;
- [30.] Buzdugan Gh., Rezistența materialelor, Editura Tehnică, București, 1980;
- [31.] Buzdugan Gh., Fetcu L., Radeș M., Vibrații mecanice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982;
- [32.] Cacko J., “Evaluation of fatigue cumulative damage in service life prediction”, Zestyty Naukowe Politechniki Opolskiejm Seria Mechanica No. 67, pp. 36-45, 2001;
- [33.] Cahn-Speyer P., “Mechanically infinitely variable speed drives” in Engrs Digest vol. 25(8), pp. 87-99, 1964;
- [34.] Catuneanu V., Mihalache A., “Bazele teoretice ale fiabilității”, Editura Academiei, 1983;
- [35.] Cârlan M., Probleme de optimum în ingineria sistemelor tehnice. Elemente de teorie și aplicații”. Editura Academiei Române, București, 1994;
- [36.] Chaari, F., Fakhfakh, T., Hbaieb, R., Louati, J., & Haddar, M., “Influence of manufacturing errors on the dynamic behavior of planetary gears”, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 27(7-8), pp.738-746, 2006;

- [37.] Chapron, M., Velex, P., Bruyère, J., Becquerelle S., „Optimization of profile modifications with regard to dynamic tooth loads in single and double-helical planetary gears with flexible ring-gears”. *Journal of Mechanical Design*, 138(2), pp. 2016;
- [38.] Chen Y., Matubara M., „Effect of automatic transmission fluid on pitting fatigue strength of carburized gears”. *ISME International Conference on Motion and Power Transmission*, Fukoka, Japan, pp. 151-156, 2001;
- [39.] Chen Y-C, Kuang J. H., „Partial slip rolling wheel-rail contact with a slant rail crack”, *Transactions of the ASME*, vol. 126, pp. 450-458, 2004;
- [40.] Chen, Y., Ishibashi, A., „Investigation of the noise and vibration of planetary gear drives”, *Gear Technology Vol. 23(1)*, pp. 48-55, 2006;
- [41.] Cheon, G. J., Parker, R. G., „Influence of manufacturing errors on the dynamic characteristics of planetary gear systems”. *KSME International Journal*, 18(4), pp. 606-621, 2004;
- [42.] Chişiu Al., Matieşan D., Mădărăşan T., Pop D., *Organe de maşini*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1976;
- [43.] Chow C., Wei Y., „A model of continuum damage mechanics for fatigue failure”, *Int. Journal of Fracture*, vol. 50, pp. 301-316, 1991;
- [44.] Ciobanu L., *Sisteme flexibile de fabricaţie şi roboţi industriali*, Editura Gh. Asachi, Iaşi, 1998;
- [45.] Concli, F., Gorla, C. “Computational and experimental analysis of the churning power losses in an industrial planetary speed reducers”, *WIT Transactions on Engineering Sciences*, 74, pp. 287-298, 2012;
- [46.] Ciofu C., **Butunoi P.A.**, Stan G, "Robotic Elephant's Trunk Arm with Flexible Spatial Positioning", *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 657, pp. 829-833, 2014;
- [47.] Cross, N. (The Open University, Milton Keynes, UK), *Engineering Design Methods. Strategies for Product Design*, John Wiley & Sons, New York, 1994;
- [48.] Crudu I., Ştefănescu I., Panţuru D., Palaghian L., *Atlas. Reductoare cu roţi dinţate*, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1982;
- [49.] Cooley, C. G., Parker, R. G. „Unusual gyroscopic system eigenvalue behavior in high-speed planetary gears”. *Journal of Sound and Vibration*, 332(7), pp. 1820-1828, 2013;
- [50.] Csobán, A., Kozma, M., „Influence of the Oil Churning, the Bearing and the Tooth Friction Losses on the Efficiency of Planetary Gears”. *Strojniski Vestnik/Journal of Mechanical Engineering*, 56(4), 2010;
- [51.] Diaconescu D., Neagoe M., Jaliu C., Săulescu R., *Designul conceptual al produselor*, Editura Universităţii „Transilvania” din Braşov, 2010;
- [52.] Dieter G., Schmidt L. (University of Maryland), *Engineering Design*, Mc Graw Hill, Boston, 2009;
- [53.] Demian T., Dumitru T., Curiţă I., Niţu C., *Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină*, vol. 2, Editura Tehnică, Bucureşti, 1986;
- [54.] Dempsey P.J., Afjeh A.A., “Integration oil debris and vibration gear damage detection technology using fuzzy logic”, *58th Annual Forum*, American Helicopter Society, Montreal Canada, pp. 11-13, 2002;
- [55.] Dobrescu C., Petrof M., Florea F., *Lubrifianti pentru angrenaje*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1984;

- [56.] Drago K.J., Fundamentals of gear design, Butterworth, Boston, 1988;
- [57.] Drago R. J., “How to design quiet transmissions,” *Machine Design*, vol. 52(28), pp. 175–181, 1980;
- [58.] Duan, Q. H., Yang, S. R. “A study on power flow and meshing efficiency of 3K type planetary gear train”, *Mechanical Science and Technology*, 21(3), pp.360-362, 2002;
- [59.] Dudiță Fl., Diaconescu D., *Curs de mecanisme. Cinematică. Dinamică*, Universitatea Transilvania Brașov, Catedra de Mecanisme și Organe de Mașini, Brașov, 1982;
- [60.] Ericson, T. M., & Parker, R. G. “Planetary gear modal vibration experiments and correlation against lumped-parameter and finite element models”. *Journal of Sound and Vibration*, 332(9), pp. 2350-2375, 2013;
- [61.] Etefaghi, E.O.L., Ahmadi, H., Rashidi, A., Nouralishahi, A., Mohtasebi, S.S. “Preparation and thermal properties of oil-based nanofluid from multi-walled carbon nanotubes and engine oil as nano-lubricant”. *International Community Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp 142–147, 2013;
- [62.] Faterni A., Yang L., “Cumulative fatigue damage and life prediction theories. A survey of the state of the art for homogenous materials”, *Int. Jour. Fatigue*, Vol. 20(1), pp. 9-34, 1998;
- [63.] Fernandez del Rincon A., Viadero F., Iglesias M., García P., De-Juan A., Sancibrian., “A model for the study of meshing stiffness in spur gear transmissions”, *Mechanism and Machine Theory* 61, 30-58, 2013;
- [64.] Flodin A., Anderssen S., “A simplified model for wear prediction in helical gears”, *Wear* vol. 249, pp. 285-292, 2001;
- [65.] Florea R., *Organe de mașini. Reductoare*, Editura Universității „Lucian Blaga” din Sibiu, 1997;
- [66.] French M., (Lancaster Univ., UK), *Conceptual Design for Engineers*, Springer, 1999;
- [67.] Gafițanu M. ș.a., *Organe de mașini*, vol. I și II. Editura Tehnică, București, 1981;
- [68.] Gafițanu M. ș.a. *Rulmenți. Proiectare și tehnologie*, vol. I și II, Editura Tehnică, București, 1985;
- [69.] Gawande S. H., Shaikh S. N., “Experimental investigations of noise control in planetary gear set by phasing”. *Journal of Engineering*, pp. 1-11, 2014;
- [70.] Gawande S.H., Shaikh S.N., Yerrawar R.N, Mahajan K.A., “Noise level reduction in planetary gear set,” *Journal of Mechanical Design & Vibration*, vol. 2, no. 3, pp. 60–62, 2014;
- [71.] Gill-Jeong C., “Numerical study on reducing the vibration of spur gear pairs with phasing”, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 329(19), pp. 3915–3927, 2010;
- [72.] Greenberg R., Halperin G., Etsion I., Tenne R., “The effect of WS2 nanoparticles on friction reduction in various lubrication regimes”, *Tribology Letters*, Vol. 17, No. 2, pp. 179-186, 2004;
- [73.] Gregov, G., Lovrin, N., Vrcan, Ž. ”Volume and mass comparison of two-stage coaxial reduction gears with single-stage and two-stage planetary reduction gears”, *Transactions of FAMENA*, 34(1), 2010;
- [74.] Gu, X., Velex, P. “On the dynamic simulation of eccentricity errors in planetary gears”. *Mechanism and Machine Theory*, 61, pp. 14-29, 2013;
- [75.] Gu, X., & Velex, P. “A dynamic model to study the influence of planet position errors in

- planetary gears”. *Journal of Sound and Vibration*, 331(20), pp. 4554-4574, 2012;
- [76.] Guo, Y., Parker, R. G., “Purely rotational model and vibration modes of compound planetary gears”. *Mechanism and Machine Theory*, 45(3), pp. 365-377, 2010;
- [77.] Hammami, A., Del Rincon, A. F., Chaari, F., Santamaria, M. I., Rueda, F. V., & Haddar, M., “Effects of variable loading conditions on the dynamic behaviour of planetary gear with power recirculation”. *Measurement* Vol. 94, pp.306-315, 2016;
- [78.] Hoffmann G., Lipp K., Michaelis K., Sonsino C., Rice M., Posting J.A., “Material for high gear loading applications”, *Int. Jour. Powder Metall.*, Vol. 34, 1999;
- [79.] Höhn, B.R., Michaelis, K., Otto, H.P., “Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity”, *International Journal of Mechanics and Materials*, vol 4., pp. 145-156, 2008;
- [80.] Hsieh, L. C., Tang, H., “On the Meshing Efficiency of 2K-2H Type Planetary Gear Reducer”. *Journal of Advanced Materials Research* Vol.319, pp. 610-615, 2013;
- [81.] Hsieh, L. C., Lee, H. S., Chen, T. H. “An algorithm for the kinematic design of gear transmissions with high reduction ratio” in *Materials Science Forum* Vol. 505, pp. 1003-1008, 2006;
- [82.] Hsieh, L. C., & Yan, H. S. “Generalized kinematic analysis of planetary gear trains”, *International Journal of Vehicle Design*, 13(5-6), pp. 494-504, 1992;
- [83.] Hsieh L.C., Chen T.H., “On the kinematics and statics of planetary simple gear reducers”, *Journal of Advanced Materials Research*, vol. 591–593, pp. 2165–2168, 2012;
- [84.] Huang, H.D., Tu, J.P., Gan, L.P., Li, C.Z. “An investigation on tribological properties of graphite nanosheets as oil additive”, *Wear*, Vol. 261, pp. 140–144, 2006;
- [85.] Jiang R., Murthy P., “A study of Weibull shape parameter: properties and significance”. *Reliab. Eng. Syst. Saf.* Vol.96, pp. 1619–1626, 2011;
- [86.] Kahraman, A., “Load Sharing Characteristics of Planetary Transmissions”, *Mechanisms and Machine Theory*, Vol.29, No.8 , pp.1151-1165, 1994;
- [87.] Kahraman, A., Vijaykar, S., “Effect of Internal Gear Flexibility on the Quasi-Static Behavior of a Planetary Gear Set”, *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol.123, pp.408-415, 2001;
- [88.] Kahraman, A., Kharazi, A.A. and Umrani, M., “A Deformable Body Dynamic Analysis of Planetary Gears with Thin Rims”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.262, pp.752-768, 2003;
- [89.] Kasuba, R., August, R., “Torsional Vibrations and Dynamic Loads in a Basic Planetary Gear System”, *Transactions of the ASME*, Vol.108, pp.348-353, 1986;
- [90.] Kelemen A., *Açãoări electrice*. Ediția a II-a, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979;
- [91.] Kobuse, D., & Fujimoto, Y, “Efficiency optimization of high-reduction-ratio planetary gears for very high power density actuators”. In *Industrial Electronics (ISIE)*, 2016 IEEE 25th International Symposium, pp. 1240-1245, 2016;
- [92.] Kverel E., Diloyan G., “Inorganic Fullerene-Like Particles Publication Classification And Inorganic Tubular-Like Particles In Fluids And Lubricants And Applications To Subterranean Drilling”, U.S. Patent 20140231145 A1, 21.08.2014, U. S. Patent Office;
- [93.] Kudinov V.A., *Dinamica mașinilor-unelte*, Editura Tehnică, București, 1970;

- [94.] Li, T. J., Zhu, R. P., Bao, H. Y., & Xiang, C. L., „Stability of motion state and bifurcation properties of planetary gear train”, *Journal of Central South University*, Vol. 19, pp. 1543-1547, 2012;
- [95.] Litvin, F. L., Vecchiato, D., Gurovich, E., Fuentes, A., Gonzalez-Perez, I., Hayasaka, K., Yukishima, K., „Computerized developments in design, generation, simulation of meshing, and stress analysis of gear drives”, *Meccanica*, 40(3), pp. 291-323, 2005;
- [96.] Livinți P., *Sisteme de conducere în robotică. Note de curs și îndrumar de laborator*, Editura Alma Mater, Bacău, 2007;
- [97.] Lu, J. W., Chen, H., Zeng, F. L., Vakakis, A. F., & Bergman, L. A. „Influence of system parameters on dynamic behavior of gear pair with stochastic backlash”. *Meccanica*, 49(2), pp. 429-440, 2014;
- [98.] Ma, P., Botman M., "Load sharing in a planetary gear stage in the presence of gear errors and misalignment." *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design* 107.1, pp. 4-10, 1985;
- [99.] Manea Gh., *Organe de mașini*, vol. I, Editura Tehnică, București, 1970;
- [100.] Merticaru V., *Probleme dinamice ale funcționării mecanismelor*, Editura Junimea, Iași, 1991;
- [101.] Miloiu G., „Problemele de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice M.L. Novicov” în *Constr. Mas.* Vol. 16(12), pp.659-666, 1964;
- [102.] Miloiu Gh., Dudiță Fl., Diaconescu D.V., *Transmisii mecanice moderne*, Ediția a 2-a completată și revizuită, Editura Tehnică, București, 1980;
- [103.] Negrean I., *Precizia roboților industriali*, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca, Facultatea de construcții de mașini, 2012;
- [104.] Nutakor, C., Kłodowski, A., Sopenen, J., Mikkola, A., Pedrero, J. I., “Planetary gear sets power loss modeling: Application to wind turbines”, *Tribology International*, 105, pp. 42-54, 2017;
- [105.] Ognjanović, M., Ristić, M., Živković, P., “Reliability for design of planetary gear drive units”. *Meccanica* Vol. 49, pp. 829-842, 2014;
- [106.] Ognjanovic M., Benur M., “Experimental research for robust design of power transmission components”, *Meccanica*, vol. 46, pp. 699–710, 2011;
- [107.] Ognjanovic M, Milutinovic M., “Design for reliability based methodology for automotive gearbox load capacity identification”, *Stroj Vestn* 59, pp. 311–322, 2013;
- [108.] Osman K, Stamenkovic D, Lazarevic M., “Robust product architecture development combining matrixbased approaches and function-based failure propagation method—m-FBFP framework”, *FME Trans* Vol. 39, pp. 145–156, 2011;
- [110.] Oswald F. B., Townsend, D.P., Valco M.J., Spencer R.H., Drago R.J., Lenski Jr. J.W., “Influence of gear design on gearbox radiated noise,” *Gear Technology*, vol. 15(1), pp. 10–15, 1998;
- [111.] Otto, K.N. (Massachusetts Institute of Technology), Wood, K.L. (University of Texas at Austin), *Product Design*, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2001;
- [112.] Palaghian L., Bîrsan A.G., Palade V., Panțuru D., *Fiabilitatea și construcția transmisiilor cu roți dințate*, Editura Tehnică, București, 2006;
- [113.] Parker R.G., “Physical explanation for the effectiveness of planet phasing to suppress planetary gear vibration,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 236, no. 4, pp. 561–573,

- 2000;
- [114.] Pană T., Absorbitori dinamici de vibrații, Editura Tehnică, București, 1984;
- [115.] Решетова Д. Н. Детали Машин. Атлас Конструкции, Москва Машиностроение, 1979;
- [116.] Pennestri E., Freudeinschein F., “Mechanical Efficiency of Epicyclic Gear Trains”, ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 115, No. 3, pp. 645-651, 1993;
- [117.] Pahl, G. (Technische Hochschule Darmstadt) et al. Engineering Design, A Systematic Approach, Springer-Verlag London, 2007;
- [118.] Pugh S. (University of Strathclyde, UK), Total Design, Addison-Wesley Publishing Comp., Wokingham-England, 1997;
- [119.] Ramasamy R. S., “Calculation of the Combined Torsional Mesh Stiffness of Spur Gears with Two- and Three-Dimensional Parametrical FE Models”, International Journal of Scientific & Engineering Research, Vol. 3(10), pp. 1-7, 2012;
- [120.] Ratoi M., Niste V. B., Zekonyte J., “WS2 Nanoparticles – Potential Replacement for ZDDP and Friction Modifier Additives”, RSC Advances Vol 4(41), pp. 21238-21245, 2014;
- [121.] Rădulescu Gh. ș.a., Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. III, Editura Tehnică, București, 1986;
- [122.] Ray A., “Stochastic measure of fatigue crack damage for health monitoring of ductile alloy structure”, Structural Health Monitoring, Vol. 3, pp. 245-263, 2004;
- [123.] Ricci, G., “Mass and rated characteristics of planetary gear reduction units”, Meccanica, 27(1), pp. 35-45, 1992;
- [124.] Ringsberg J.W., “Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation” Int. Jour. Fatigue, Vol. 23, p. 576-586, 2001;
- [125.] Ringsberg J.W., “Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation”, Int. Jour. Fatigue, vol. 22, pp. 205-215, 2000;
- [126.] Riyadh A. A., Al-Douri Y., H., Khiarel R. A., “Tribological properties of WS2 nanoparticles lubricants on aluminum-silicon alloy and carbon steels”, Walailak Journal of Science and Technology, Vol. 10, No. 3, pp. 267-287, 2013;
- [127.] Rosić, B. “Multicriterion optimization of multistage gear train transmission”, Facta universitatis-series: Mechanical Engineering, 1(8), pp. 1107-1115, 2001;
- [128.] Roozenburg, N.F.M., Eekels, J. (Delft University of Technology, The Netherlands), Product Design: Fundamentals and Methods, John Wiley & Sons, New York, 1996;
- [129.] Saada, A., & Velez, P., “An extended model for the analysis of the dynamic behavior of planetary trains”. Journal of Mechanical Design, 117(2A), 241-247, 1995;
- [130.] Sabnavis G., Kirk G.R., Kasarda M., Quinn D., “Cracked shaft detection and diagnostics. A literature review”, The Shock and Vibration Digest, pp. 287-295, 2004;
- [131.] Sánchez, M. B., Pleguezuelos, M., & Pedrero, J. I., “Enhanced model of load distribution along the line of contact for non-standard involute external gears”. Meccanica, 48(3), pp. 527-543, 2013;
- [132.] Salgado, D. R., Del Castillo, J. M., “Analysis of the transmission ratio and efficiency ranges of the four-, five-, and six-link planetary gear trains”, Mechanism and Machine Theory, 73, pp. 218-243, 2014;
- [133.] Savage M., Paridon Ch. “Reliability Model for Planetary Gears”, NASA Technical

- Memorandum 82859 – AVRADCOM Technical Report 82-C-6, 1982;
- [134.] Singh A., “Load sharing behavior in epicyclic gears: Physical explanation and generalized formulation”, *Mechanism and Machine Theory* Vol. 45 pp. 511–530, 2010;
- [135.] Srinath, A., Yedukondalu G., Jagadeesh A., “Mechanical efficiency of planetary gear trains: An Estimate”, *Mechanical Engineering Research*, 1(1), pp. 97-102, 2011;
- [136.] Stan G., Reductor planetar, Brevet de invenție nr 126779 A2, 28.10.2011, OSIM, România;
- [137.] Stan G., Miron C., Reductor planetar, Brevet de invenție nr 126782 A2, 21.04.2010, OSIM, România;
- [138.] Stan G., Miron C., Reductor planetar, Brevet de invenție nr 126783 A2, 28.10.2011, OSIM, România;
- [139.] Stan G., Miron C., Reductor planetar, Brevet de invenție nr 126784 A2, 21.04.2010, OSIM, România;
- [140.] Stan G., Dispozitiv de preluare a jocului de angrenare, Brevet de invenție nr. 118479 B, 24.01.2002, OSIM, România;
- [141.] Stan G., Angrenaj cilindric cu dinți conici, Brevet de invenție nr. RO 130578 A2, 31.03.2014, OSIM România;
- [142.] Stan G., Roboți industriali, Editura Didactică și Pedagogică, București, 2004;
- [143.] Stan, G., „Poly-Articulated System with Spatial Positioning”. *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 371, pp. 411-415, 2013;
- [144.] Stan G., Transmisii mecanice în buclă închisă utilizate la mașini-unelte CNC și roboți industriali, Editura Junimea, Iași, 1999;
- [145.] Stan G. Pal A., Proiectarea sistemelor mecatronice – Note de curs, Universitatea din Bacău, Facultatea de Inginerie, Editura Alma Mater, 2007;
- [146.] Staretu, I., ”Structural systematization and kinematic analysis of redundant kinematic chains with 7 and 8 axes for robots”, in *The 11th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines* pp. 297-306, 2014;
- [147.] Staretu, I., “Structural synthesis, work spaces and direct kinematic of the one serial kinematic chain with 8 axes for industrial robots”. *Procedia Technology* Vol. 19, pp. 207-214, 2015;
- [148.] Stefanović-Marinović, J., Milovančević, M., “An Application of Multicriteria Optimization to Planetary Gear Transmissions”. In: *Proceedings of the International Conference “Mechanical Engineering in XXI Century”*, pp. 133-136, 2010;
- [149.] Ștețiu C. E., Control tehnic, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1979;
- [150.] Sweeney P. J., Transmission error measurement and analysis [Ph.D. thesis], University of New South Wales, New South Wales, Australia, 1995.
- [151.] Tabără V., Gheghea I., Obaciu Gh., Boeriu G., Acționarea electrică a mașinilor-unelte, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980;
- [152.] Thompson D.F., Gupta S., Shukla A., “Trade off analysis in minimum volume design of multi-stage spur gear reduction units”. *Mech. Mach. Theory*, vol. 35, pp. 609-627, 2000;
- [153.] Tinder D.V., Carey W.R., „Designing the flexspline with plastics” in *Mechanical Engineering*, 86(7), pp. 51-53, 1964;
- [154.] Troha, S., Lovrin, N., & Milovančević, M., “Selection of the Two–Carrier Shifting

- Planetary Gear Train Controlled by Clutches and Brakes”. Transactions of FAMENA, 36(3), pp. 1-12, 2012;
- [155.] Troha, S., Petrov, P., Karaivanov, D., “Regarding the Optimization of Coupled Two-Carrier Planetary Gears With Two Coupled and Four External Shafts”. in: Machinebuilding and Electrical Engineering, No. 1, pp. 49-55, 2009;
- [156.] Ungureanu A.L., Stan G., **Butunoi P.A.**, "Maintenance Strategy Optimization for Computer Numerical Control Machine Tools", Applied Mechanics and Materials, Vols. 809-810, pp. 1504-1509, 2015;
- [157.] Vasu A.T., Bularda G., Transmisii planetare cu roți dințate, Editura Tehnică, București, 1970;
- [158.] Viesca, J.L., Hernandez Battez, A., Gonzalez, R., Chou, R., Cabello, J.J., “Antiwear properties of carbon-coated copper nanoparticles used as an additive to a polyalphaolefin”, Tribology International Vol. 44, pp. 829–833, 2011;
- [159.] Yadav S. H. , Mirza M.M., Lokhande M.S., “Failure investigation of Planetary Gear Train due to Pitting”, International Journal on Mechanical Engineering and Robotics, Vol. 1(2), pp. 86-92, 2013;
- [160.] Yoshikawa T., Foundations of Robotics: analysis and control, Massachusetts Institute of Technology, 1990;
- [161.] Yuen W.Y., “Heat condition in sliding solids”, Int. Jour. Mass Transfer, vol. 3, No. 3, pp. 537-646, 1988L
- [162.] Walha L, Fakhfakh T, Haddar M., “Backlash effect on dynamic analysis of a two-stage spur gear system”, J. Fail. Anal. Prev. Vol. 6(3), pp.60–68, 2006;
- [163.] Wang, C, Cui, H. Y., “The analysis of power circulation and the simplified expression of the transmission efficiency of 2K-H closed epicyclic gear trains”. Meccanica, Vol. 48(5), pp. 1071-1080, 2013;
- [164.] Wang, J., Wang, Y., & Huo, Z.. “Analysis of dynamic behavior of multiple-stage planetary gear train used in wind driven generator”, The Scientific World Journal, Vol. 2014, pp. 1-11, 2014;
- [165.] Zakrajsek J.J., “An investigation of gear mesh failure prediction technologies”, NASA, Technical Memorandum 102340, 1999;
- [166.] Zakrajsek J.J., Decker H.J., Handschuh R.F Lewicki D.G., “Detecting gear tooth fracture in a high contact ratio face gear mesh”, NASA Technical Memorandum 106822, 1995;
- [167.] Zetu D., Gojinetchi N., Domete G., Robotica industrială, Editura Satya, Iași, 1997;
- [168.] Zhang Y., Leduc B., “Efficiency Predetermination of Planetary Trains Used as Continuously Variable Transmission”, European Journal of Mechanical Engineering, Vol. 37, pp. 169-173, 1992;
- [169.] Zhang, L., Wang, Y., Wu, K., Sheng, R., & Huang, Q., “Dynamic modeling and vibration characteristics of a two-stage closed-form planetary gear train”. Mechanism and Machine Theory, 97, pp.12-28, 2016;
- [170.] Zhijun, S., Li, H., Qinglin, C., Yongqiao, W., Wei, L., “Nonlinear Torsional Vibration Modeling and Characteristic Study of Planetary Gear Train Processing Device”, International Journal Of Acoustics And Vibration, 21(1), 59-66, 2016;
- [171.] Zhuang, W., Zhang, X., Ding, Y., Wang, L., & Hu, X, “Comparison of multi-mode

- hybrid powertrains with multiple planetary gears”, Applied Energy,178, pp.624-632, 2016;
- [172.] * * * SR ISO 1328-1:2012 - Angrenaje cilindrice. Sisteme ISO de precizie. Partea 1: Definiții și valori admisibile ale abaterilor pentru flancurile omoloage ale danturii;
- [173.] * * * SR ISO 1328-2:2012 - Angrenaje cilindrice. Sisteme ISO de precizie. Partea 2: Definiții și valori admisibile ale abaterilor relevante radiale și informații cu privire la bătaia radială;
- [174.] * * * SR EN ISO 9283:2004 - Roboți industriali de manipulare. Criterii de performanță și metode de încercare corespunzătoare;
- [175.] * * * SR-EN 60034-1:2011 - Mașini electrice rotative. Partea 1: Valori nominale și caracteristici de funcționare;
- [176.] * * * SR EN 16714:2017 - Examinări nedistructive. Analize termografice.
- [177.] * * * SR EN ISO 11689:1999 - Acustică. Procedură de comparare a valorilor emisiei de zgomot a mașinilor și echipamentelor;
- [178.] * * * ISO 10816-1:2009 - Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 1: General guidelines;
- [179.] * * * Catalog roboți industriali, firma FANUC;
- [180.] * * * Catalog roboți industriali, firma KAWASAKI;
- [181.] * * * Catalog roboți industriali, firma KUKA Roboter GmbH;
- [182.] * * * Catalog roboți industriali, firma ABB Robotics;
- [183.] * * * Catalog reductoare și motoreductoare firma Neptun Câmpina;
- [184.] * * * Catalog reductoare planetare, firma Redex-Andantex;
- [185.] * * * Catalog reductoare planetare Servoplan, firma ZF;
- [186.] * * * Catalog reductoare planetare, firma Neugart;
- [187.] * * * Catalog reductoare planetare seria PE, firma Parker;
- [188.] * * * Catalog reductoare planetare de precizie seria PS, firma Parker;
- [189.] * * * Catalog reductoare planetare, seria P, firma Tandler;
- [190.] * * * Catalog reductoare planetare, firma Matex;
- [191.] * * * Catalog de reductoare și motoreductoare planetare, ANGRED S.A Baia Mare;
- [192.] * * * Catalog reductoare armonice, firma Harmonic Drive;
- [193.] * * * Prospect lubrifian NanoLub RC-X Additive;
- [194.] * * * Catalog ghidaje tehnică liniară, firma HIWIN;
- [195.] * * * Catalog motoare electrice asincrone trifazate de uz general, UMEB București;
- [196.] * * * Catalog rulmenți, firma „Rulmentul” Bârlad;
- [197.] * * * Manual utilizare interferometru laser Renishaw ML10;
- [198.] * * * Manual utilizare analizor vibrații SVAN 956;
- [199.] * * * Manual utilizare cameră termoviziune FLIR A320;
- [200.] * * * Manual utilizare convertizor Altivar 58, Schneider Electric;
- [201.] * * * Manual utilizare analizor acustic Quest 210;
- [202.] <http://robot.fanucamerica.com/products/robots/Product.aspx>
- [203.] <https://robotics.kawasaki.com/en1/products/>
- [204.] <https://www.kuka.com/en-de/products/robot-systems/industrial-robots>
- [205.] <http://new.abb.com/products/robotics/industrial-robots>