ASUPRA UNOR PARAMETRI DE CORELARE DINAMICĂ A TRANSMISIILOR PLANETARE UTILIZATE LA MAŞINILE-UNELTE

Vasile NASUI,* Gabor PAY*, Radu VELICU**

**North University of Baia Mare, **"Transilvania" University Brasov*

Abstract

The paper present the results of the research regarding the identification of some parameters of control and checking to obtain the best correlation of the movements at machine-tools as well as the oportuning to use planetary mechanisms. Also by the dynamic modeling it is given the equation of the performances of the systems and the way of applyingthe concept of dynamic regulation system.

Key words: planetary reducers, power flood, and gearbox, *mechanical efficiency*

1. INTRODUCERE.

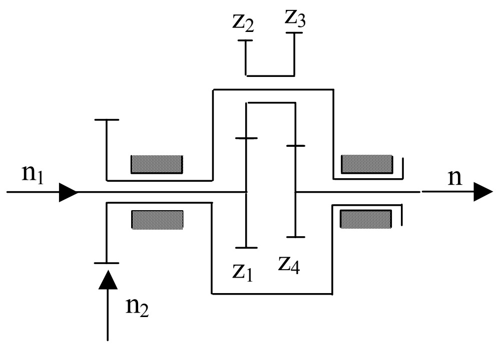
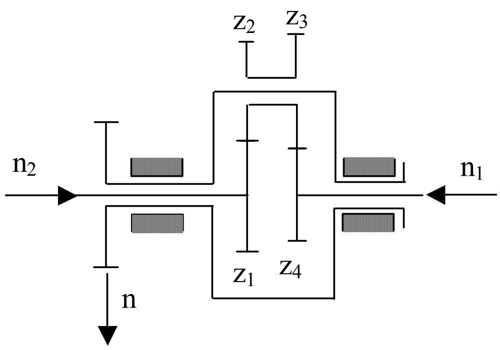
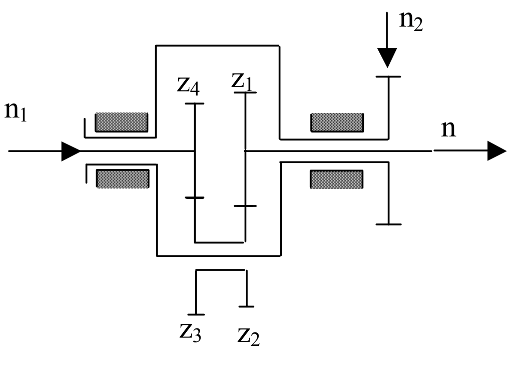
Însumarea mişcărilor apare ca necesară în construcţia maşinilor-unelte pentru realizarea unor operaţii specifice cum ar fi prelucrarea suprafeţelor elicoidale, la realizarea divizării diferenţiale, la prelucrarea suprafeţelor complexe. De asemenea, însumarea mişcărilor se utilizează pentru obţinerea suprafeţelor discontinue la curse în gol şi la curse în lucru, sau provenite de la două motoare, respectiv două organe de execuţie. Situaţii analoge sunt în cazul maşinilor de prelucrat roţi dinţate unde trebuie corelate mişcările de rotaţie a sculei cu cele de avans axial a piesei de prelucrat. Preocuparea de bază a constructorilor de maşini-unelte se îndreaptă cu claritate spre două direcţii de acţiune şi anume: sporirea vitezelor de lucru şi creşterea capacităţii portante [4]. Aceste direcţii generează ele însele necesitatea analizei şi rezolvării unor probleme legate de tipul acţionării, siguranţa în funcţionare, precizia de poziţionare, operativitatea execuţiei, rigiditatea sistemului, fiabilitatea , eficienţa energetică etc.

Optimul pentru acestea se face în baza analizei tipului de mecanism planetar şi a cerinţelor tehnice impuse acestuia. folosind ca date de intrare: dimensiunile elementelor, distribuţia maselor, comportarea dinamică. Pentru a se realiza o modelare mai completă a optimizării dinamice ar trebui luaţi în considerare şi alţi parametrii care să reflecte mai bine starea sistemului corespunzătoare condiţiilor specifice domeniului de utilizare

2. OPORTUNITATEA UTILIZĂRII TRANSMISIILOR PLANETARE LA MECANISMELE SUMATOARE ALE MAŞINILOR-UNELTE

Un domeniu tipic de aplicare transmisiilor planetare în construcția de maşini-unelte, este în mecanismele sumatoare, la care se pune problema corelării mai multor mişcări, pentru compunerea sau descompunerea de mişcări, sau pentru realizarea simplă a unui raport de transmitere. Asocierea lanțurilor cinematice prin intermediul mecanismelor sumatoare planetare este un alt caz frecvent întâlnit în structura maşinilor unelte şi este impusă de condițiile de generare a unor suprafețe. Tabelul 1 conține câteva soluții de mecanisme sumatoare şi relațiile de calcul pentru turațiile rezultate prin însumare [3].

Tabelul 1

Schemă sumator	n_{11} ($n_2 = 0$)	n_{22} ($n_1 = 0$)	$n = n_{11} + n_{22}$
	$n_1 \cdot \frac{z_{1.} \cdot z_2}{z_2 \cdot z_4}$	$\frac{n_2}{1 + \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}}$	$n_1 \cdot \frac{z_{1.} \cdot z_2}{z_2 \cdot z_4} + \frac{n_2}{1 + \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}}$
	$\frac{n_1}{1 + \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}}$	$n_2 \cdot \left(1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}\right)$	$\frac{n_1}{1 + \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}} + n_2 \cdot \left(1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}\right)$
	$n_1 \cdot \frac{z_{4.} \cdot z_2}{z_3 \cdot z_1}$	$n_2 \cdot \left(1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_3 \cdot z_1}\right)$	$n_1 \cdot \frac{z_{4.} \cdot z_2}{z_3 \cdot z_1} + n_2 \cdot \left(1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_3 \cdot z_1}\right)$

Ca model cinematic, însumarea mişcărilor se realizează pe baza unor relații de transfer care au ca parametrii principali turațiile fiecărui element component al mecanismului de însumare[6]..

Pentru prezentarea însumării mişcărilor se utilizează transmisia planetară obişnuită din figura 1, la care mişcarea rezultantă poate fi determinată din relația care există între turațiile n_1 şi n_B.. adică raportul de transfer, conform celor cunoscute va fi:

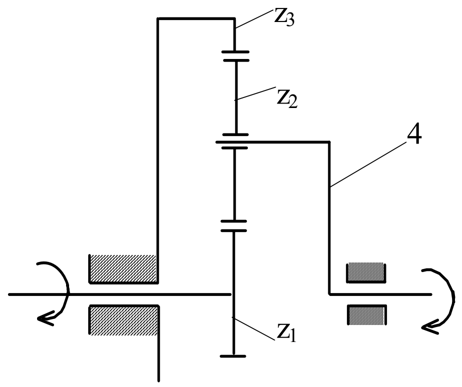


Fig.1. Mecanism planetar simplu

$$i_{12}^{B}=\frac{n_2^B}{n_1^B}=\frac{n_2-n_B}{n_1-n_B}=-\frac{Z_2}{Z_1}, \tag{1}$$

Explicitând turația n_2 se obține:

$$n_2=n_B(1+\frac{z_1}{z_2})-n_1\cdot\frac{z_1}{z_2} \tag{2}$$

3. PRINCPALELE CRITERII DE PERFORMANȚĂ DINAMICE IMPUSE MECANISMELOR SUMATOARE PLANETARE

Cele mai importante dintre caracteristicile tehnice pentru transmisiile planetare performante utilizate în cadrul mecanismelor sumatoare sunt legate în special de precizia cinematică cum ar fi: -jocul unghiular la arborele de ieşire sub un cuplu alternant simetric impus; -momentul de inerție al angrenajelor; -cuplul maxim instantaneu; -randamentul etc.

Sinteza optimală a acestor mecanisme trebuie să vină în întâmpinarea cerințelor de stabilitate, precizie, răspuns la regimul tranzitoriu etc, recurgând la un compromis între mărimea admisibilă a abaterii staționare şi gradul dorit de stabilitate funcțională. Ținând seama de rolul acestor mecanisme şi de specificul acestora, ar trebui considerați printre parametrii dinamici de optimizare a lor şi cei prezentați în continuare.

Coeficientul mediu al neuniformității mersului. Acest parametru este definit prin relația următoare,

$$\delta=\frac{\omega_{\max}-\omega_{\min}}{\omega_{med}}, \tag{3}$$

în care: $\omega_{\max}$, $\omega_{\max}$ reprezintă valorile extreme ale vitezei unghiulare a elementului de reducere în faza de regim stabil, iar ω_{med} valoarea medie a vitezei pentru faza de regim stabil

Din ecuația de mişcare:

$$\frac{1}{2} J_{red} (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = \Delta L_{\max} , \qquad (4)$$

în care L_{max} este lucrul mecanic excedentar.

Se mai deduce relația

$$\delta = \frac{\Delta L_{\max}}{J_{red.}.\omega_{med}^2} . \qquad (5)$$

Randamentul mecanic instantaneu Randamentul instantaneu prezintă interes la transmisiile cu roți dințate utilizate în cazul aparaturii de precizie, motiv pentru care se consideră că se poate extinde aplicarea lui şi la mecanismele sumatoare planetare ale maşinilor-unelte.

Cunoscând că la un angrenaj, între flancurile dinților conjugați există şi o mişcare relativă de alunecare, din determinarea vitezelor, rezultă că acestea sunt cu atât mai mari cu cât distanța de la punctul de contact la polul angrenării este mai mare, devenind maxime în punctul de intrare, respectiv de ieşire din angrenaj. Calculând puterea disipată prin frecare, rezultă că pierderea specifică este funcția de poziția punctului de contact în raport cu punctul de rostogolire. Datorită acestui fapt, pierderea specifică ψ_f se numeşte pierdere specifică instantanee, iar randamentul este şi el instantaneu [1].,

$$\eta = 1 - \psi_f . \qquad (6)$$

Randamentul instantaneu este egal cu 1, când angrenarea are loc în punctul P şi este minim când *l* are valori maxime, adică la intrarea, respectiv ieşirea din angrenare a dinților în contact. Având în vedere valorile mici ale coeficientului de frecare, precum şi influențele acestuia asupra mărimii disipărilor specifice de putere, relația acestora [1], cu o suficientă precizie devine:

$$\psi_{fQ} = \frac{2\mu l}{m \cos\alpha_0} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right). \qquad (7)$$

Indicele de sincronism. Sensibilitate sistemului este o măsura a dependenței caracteristicilor sistemului de cele a unui element particular al său, în acest caz jocul între flancurile dinților, care este esențial în mecanismele de poziționare**.**

În cazurile când se pune problema verificării cuplului dat de reductor pe motor în gol, sau a jocului unghiular, aceasta trebuie făcută ca să fie completă pentru toate alinierile posibile interne ale angrenajului planetar ce formează mecanismul sumator. Trebuie deci determinat numărul minim de rotații întregi ale roții de intrare până când toate roțile mecanismului vor ajunge în poziția inițială. Acest număr de rotații executate de pinionul de intrare se numeşte indice sincronism I_s. Pentru un angrenaj simplu planetar indicele sincronism este

$$I_s = \frac{Nr.de.dinți.ai.roța.conduse}{Cel.mai.mare.divizor.condus.a.celor.două.numere.de.dinți},$$

adică,

$$I_s = \frac{z_2}{h_{1,2}}. \tag{8}$$

Aplicând relația pentru un mecanism planetar simplu conform figurii 1

$$I_s = \frac{z_2}{c.m.m.m.c.(\ .z_1, z_2, z_3\ )} \tag{9}$$

Cu aceste relații se poate indica numărul minim de rotații întregi ale roții de intrare pentru ca la controlul mecanismului de precizie să se verifice cuplul dat de reductor pe motorul în gol şi jocul unghiular pentru toate alinierile posibile.

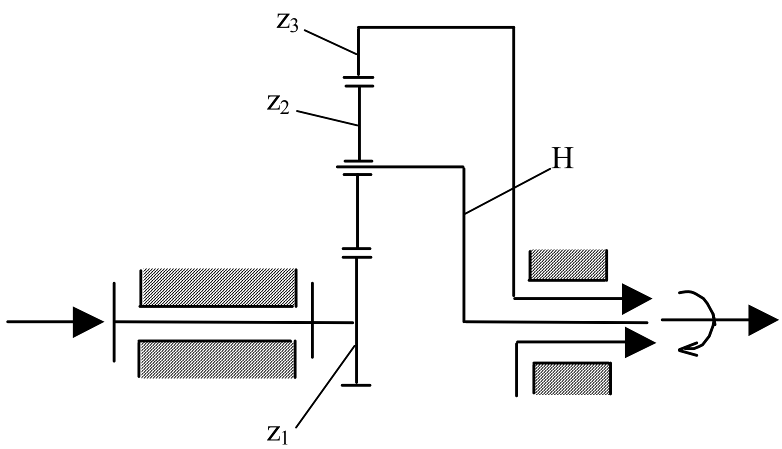


Fig..2. Mecanism planetar simplu diferențial

Randamentul mecanismelor planetare simple diferențiale Pentru calculul randamentului se consideră cazul mecanismelor planetare simple diferențiale cu schema bloc din figura 2, în care1 şi H sunt elemente conducătoare;-2– elementul condus, $i_{21}^{H} = i_0$-raport cinematic interior, $\eta_{12}^{H} = \eta_0$-randamentul interior. Randamentul poate fi determinat prin rezolvarea sistemului de ecuații format din ecuațiile echilibrului dinamic al mecanismului cu axe fixe asociat mecanismului diferențial şi din ecuația de echilibru a puterilor mecanismului diferențial [1].

$$\eta = \frac{-M_2\omega_2}{M_1\omega_1 + M_H\omega_H} = \frac{\overline{i_0}}{i_{12} - i_{H2}(1 - i_0)}, \tag{10}$$

în care $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$; $i_{H2} = \frac{\omega_H}{\omega_2}$, iar $\omega_2 = \frac{\varpi_1}{i_0} + \frac{i_0 - 1}{i_0}\omega_H$, unde, $i_0 = i_0 \cdot \eta_0^x$, cu: $x = \mathrm{sgn}\left(1 - \frac{\omega_H}{\omega_1}\right) = \pm 1$ este raportul interior al momentelor,

Raportul optim de transmitere. Alegerea unui raport optim în cazul în care se impune o anumită viteză unghiulară minimă de poziționare şi un timp minim în care sarcina să ajungă la parametrii optimi, sau proiectați. Se ştie că pentru un reductor ideal, se realizează raportul de transmitere optim când,

$$i_r = \sqrt{I_S / I_m}, \tag{11}$$

iar accelerația sarcinii

$$\varepsilon_{r\max} = \frac{M_m}{2\sqrt{I_m / I_s}}, \tag{12}$$

în care I_s, I_s sunt momentele de transmitere a sarcini, respectiv motorului;

M_m momentul de transmitere motor

Puterea necesară transmiterii sarcinii este:

$$N_s = I_s\ \varepsilon_s\ .\omega_s,$$

Dacă se înlocuieşte ε_{max} din relația anterioară şi $.\omega_s = .\omega_m / i_T$ rezultă

$$N_s = \frac{I_s.M_m}{2.\sqrt{I_m \cdot I_s}} \cdot \frac{\omega_m}{i_T} = \frac{I_s}{2\sqrt{I_m \cdot I_s}} \cdot \frac{I_m}{I_T}. \tag{13}$$

Dacă i_T este raportul ideal, conform relației anterioare rezultă că $N_s = N_m/2$, adică este egală cu cea necesară accelerării elementelor mobile. Aceasta conduce la concluzia că raportul de transmitere optim rezultă din considerente cinematice şi dinamice.

De asemenea din considerentele prezentate se deduce utilitatea acestor noi parametrii introduşi pentru a se realiza construcția, verificarea şi controlul optim a acestor sisteme, în aşa fel încât să fie compatibile cu performanțe tehnice tot mai competitive a maşinilor-unelte.

.BIBLIOGRAFIE

[1] Bostan,I., Dulgheru,V. ,Transmisii planetare precesionale si armonice, Editura Tehnicã. Bucuresti, Chişinãu, 1997

[2] Ferguson.R J.,. Short cuts for analyzing planetary gearing. În: Machine design..Nr26,1983,p.69-73

[3] Galis M.,Popescu S., Pop C., Ciupan C., Proiectarea maşinilor-unelte. Editura Transilvania Press, Cluj ,1994

[4] Ispas, C.,Predencea, N. Ghionea, A: Constantin, G: Maşini-unelte, Editura Tehnică, Bucureşti 1998.

[5] Jula,A.,s.a. -Proiectarea angrenajelor evolventice,Editura “Scrisul Românesc”, Craiova,1989.

[6] Nãsui,V., Páy,G., Bazele optimizării randamentului mecanic. Editura Universității de Nord. Baia Mare, 2000.

[7] Pay,E., Nãsui,V., Páy,G., Contributions to the determination of Power Transmission Efficiency for Planetary Reducers. In Publication of the University of Miskolc, Series C-Mechanical Engineering, vol.45,1995, pp.47-57.

[8] Rostic,B., Multicriteria Optimization of Planetary Gear Train, London, In: International Gearing Conference, Mechanical Engineering Publications, 1994, pp.95-99.

[9].Vetadjokoska, E., Multicriteria Optimization of Planetary Gear Train, London, In: International Gearing Conference, Mechanical Engineering Publications, 1994, pp.375-377.