

ELEMENTE PRIVIND REGLAREA CINEMATICA SI TEHNOLOGICA A MASINILOR DE PRELUCRAT TORSADA CU PAS CONSTANT

Maria Luminita SCUTARU

Universitatea Transilvania, Facultatea Inginerie Mecanica,

lscutaru@unitbv.ro

Abstract: The machineries for dressing of the distorts with continuous pass must realize by the structure of the cinematic chains – related by different transmissions, depending on the geometry of the dressed distort, which has to stay at a rigorously continuous value during the entire dressing. This assumes that between the geometrical axle of the dressed piece and the geometrical axle of the transmission element of the tool support (in translation movement) there are structural elements like gear boxes or other mechanisms with changing wheels.

1. Structura mecanismelor cu roti de schimb

Generarea unei suprafețe profilate dispuse după o elice presupune combinarea mai multor miscări executate de scula și de piesă în același timp. Profilul torsadei este generat de scula (freza cu coada) profilată care execută o mișcare de rotație. Traiectoria elicoidală este generată de combinarea a două mișcări uniforme (în cazul torsadelor cu pas constant) sau neuniforme (în cazul torsadelor cu pas variabil). Cele două mișcări sunt: mișcarea de rotație a piesei și mișcare de translație a suportului sculei – implicit a sculei. Masinile de prelucrat torsade cu pas constant trebuie să realizeze prin structura lanțurilor cinematice - raporturi de transmiteri diferite, funcție de geometria torsadei prelucrate care să mențină la valoare riguros constantă pe tot parcursul prelucrării. Aceasta presupune ca între axa geometrică a piesei prelucrate și axa geometrică a elementului de antrenare a suportului sculei (în mișcarea de translație) să existe elemente de structură de tipul cutiilor de viteze sau al mecanismelor cu roți de schimb.

Cel mai simplu mecanism cu roți de schimb care poate să asigure modificarea caracteristicilor mișcării între două axe geometrice cu poziție fixă în spațiu (situat la distanța A) este prezentat în fig.1.

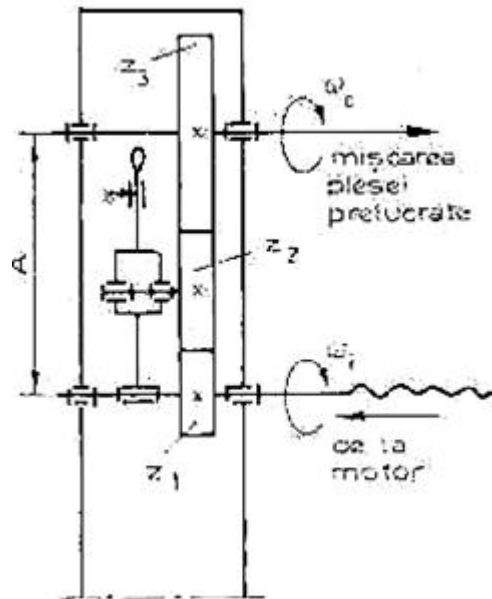


Fig. 1 Mecanism cu roți dinate de schimb – dispuse coplanar

Raportul de transmitere necesar este :

$$i = \frac{p_{At}}{p_{As}} \quad (1)$$

unde: p_{At} este pasul axial al torsadei prelucrate

p_{As} este pasul axial al surubului

Acest raport trebuie sa fie satisfacut constructiv conform relatiei:

$$i = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = \frac{z_3}{z_1} \quad (2)$$

Roata a doua (z_2) nu participa la modificarea miscarii (roata parazita) ci numai la rezolvarea problemei distantei dintre axe, A. În acest caz se observa ca modificarea raportului de transmitere se poate realiza prin schimbarea rotilor z_1 sau z_3 , pe rând sau simultan. Varianta prezentata limiteaza valoarea raportului de transmitere, deci domeniul de reglare, respectiv de utilizare, al masinii fiind redus.

Definirea numarului de dinti pentru cele patru roți, în vederea realizarii unui raport de transmitere necesar tehnologic, este practic imposibil, deoarece nu pot fi luate ca date cunoscute decât cele conform ecuatiilor:

$$i = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{p_{At}}{p_{As}} \quad (3)$$

$$A = \frac{m_1}{2}(z_1 + z_2) + \frac{m_2}{2}(z_3 + z_4).$$

În cele două ecuații se cunosc p_{At} , p_{As,A,m_1m_2} . Rezolvarea este imposibilă, în vederea definirii numerelor de dinți z_1, \dots, z_4 . Pentru a deveni rezolvabil sistemul să presupunem că roți de schimb numai roțile z_2 și z_3 , deci z_4 și z_1 sunt constante.

În acest caz sistemul de ecuații (3) devine:

$$i_x = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{p_{At} x}{p_{As}} \quad (4)$$

$$A = \frac{m}{2}(z_1 + z_4 + z_2 + z_3)$$

Rezolvarea sistemului de ecuații (4) este posibilă pentru anumite condiții date ($A = ct.$ și $p_{At} = \frac{p_{Nt}}{\sin a} = ct.$, unde p_{Nt} este pasul normal al torsadei iar a reprezintă unghiul de înclinare al torsadei). Prin rezolvarea sistemului de ecuații (4) se determină numerele de dinți z_{2x} și z_{3x} care apoi se rotunjesc la valoarea întreagă z_{2i} sau z_{3i} . Distanța dintre axe rezultată prin calcul va fi:

$$A_c = \frac{m}{2}(z_1 + z_4 + z_{2i} + z_{3i}) \quad (5)$$

Această valoare rezultată, comparată cu distanța dintre axe – constructivă a mașinii A , o poate situa în următoarele cazuri:

a) $A_c = A = A_{oI} + A_{oII}$ = suma distanțelor dintre axele -de referință-;

$A_c = A = A_I + A_{II}$ = suma distanțelor dintre axe (cu condiția $|A_I - A_{oI}| \leq m$ și

$|A_{II} - A_{oII}| \leq m$)

b) $A_c \neq A \neq (A_{oI} + A_{oII}) \neq (A_I + A_{II})$ - pentru ca situația să fie utilizabilă trebuie ca $A_c > A$.

Pentru funcționarea în orice situație, impusă de condițiile tehnologice, trebuie ca axa geometrică a roților de schimb z_2 și z_3 să aibă două grade de libertate la reglare:

deplasarea unghiulară în raport cu axa geometrică I și o translație după direcția brațului suport. Aceste grade de libertate elimină și condiția ca suma numărului de dinți a roților de schimb să fie constantă, dar slăbește rigiditatea transmisiei – existând riscul ca din cauza vibrațiilor sistemul să se desfacă datorită desprinderii elementelor de fixare. În plus, schimbarea a două roți pentru fiecare condiție tehnologică impusă presupune dotarea mașinii cu un număr foarte mare de roți de schimb.

În acest caz studiat, însăși definirea numărului de dinți z_{2i} și z_{3i} pentru anumite condiții tehnologice impuse este o problemă dificilă, deoarece presupune rezolvarea unei ecuații cu două necunoscute. Rezolvarea este posibilă numai prin încercări sau și mai simplu prin considerarea roții cu numărul de dinți z_2 ca nefiind de schimb.

2. Reglarea mașinii funcție de condițiile tehnologice impuse.

Pentru stabilirea domeniului necesar de reglare al mașinii, în cazul proiectării mecanismului cu roți de schimb și pentru definirea domeniului de variație a numărului de dinți la roata de schimb, se impune:

-stabilirea domeniului maxim de variație a unghiului a , de înclinare al torsadei ($a_{\min} \dots a_{\max}$)

-stabilirea domeniului maxim de variatie a pasului normal al torsadei ($p_{Nt\min} \dots p_{Nt\max}$) functie de sculele existente si functie de proportia volumelor pe care trebuie sa o realizeze elementul decorativ cu reperul pe care se dispune.

Se poate defini astfel:

$$z_{3\min} = c \frac{\sin a_{\min}}{p_{Nt\max}} \quad (6)$$

$$z_{3\max} = c \frac{\sin a_{\max}}{p_{Nt\min}}$$

Aceste valori reprezinta doua din punctele extreme (A si B) a diagramei de reglare a masinii. Prin stabilirea elementelor $z_{3\min}; z_{3\max}; p_{Nt\max}; p_{Nt\min}$ se defineste domeniul de reglare al masinii (câmpul cuprins între verticalele duse prin $p_{Nt\max}, p_{Nt\min}$ si orizontalele duse prin $z_{3\min}, z_{3\max}$) ca în fig.2

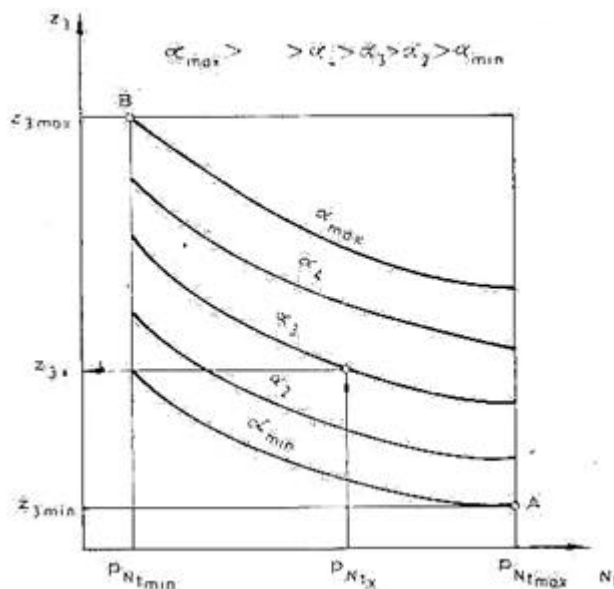


Fig. 2 Diagrama de reglare la forma generala a masinii de prelucrat torsade cu pas constant

Pentru trasarea curbelor specifice diferitelor unghiuri de înclinare se foloseste relatia

$$z_{3x} = \frac{z_2 z_4 P_{As} \sin ax}{z_1 p_{Ntx}} \quad \text{când pentru un } a = \text{ct. se dau valori pasului normal în intervalul}$$

propus si rezulta valorile z_3 corespunzatoare. Cu acesta diagrama astfel trasata reglarea efectiva a masinii devine foarte simpla fara posibilitatea strecurarii erorilor. De asemenea acesta diagrama poate sta si la baza proiectarii tehnologiei de lucru pe masina respectiva, când pentru anumite conditii tehnologice impuse rezulta caracteristicile rotii de schimb care se înscriu în fisele tehnologice.

Bibliografie

- [1] Filipovici, J – “Studiu lemnului”, vol 2, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti 1965
- [2] Florescu, I si altii – “Scule, dispozitive si verificatoare pentru Industria Lemnului”, Editura Tehnica Bucuresti 1971
- [3] Portase, C si altii – “Tehnologia fabricarii mobilei artistice”, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti 1970