A XI-a Conferință Națională multidisciplinară – cu participare internațională,
"Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești",
SEBEȘ, 2011

CALCULUL MOTOARELOR DE ACȚIONARE PENTRU ROBOTUL INDUSTRIAL SUSPENDAT TTRT

Nicusor-Iosif URSA, Viorel ISPAS, Ramona-Maria GUI (căs.LUNG)

THE CALCULATION OF THE ACTUATORS FOR THE SUSPENDED TTRT INDUSTRIAL ROBOT

In this paper are calculated the actuators, considering the whole robot dynamics and the mechanical structure of each module. This calculation involves the following steps: the identification from the established system of differential equations, the differential equation for each module; depending on the construction of each module, the relation between the driving force from the output mode and the actuators power is established; the introduction of the driving force expression in the motion differential equation; using the imposed or calculated numerical data the report from this equation $\frac{P_m}{n_m}$ is determined; the determination of the actuator's moment M_n and the choosing from a actuator's catalogue the actuator that has the moment value higher than calculated.

Keywords: robot, actuator, mechanical structure, power engines, differential equation
Cuvinte cheie: robot, motor de acționare, structură mecanică, forță motoare, ecuație diferențială

1. Introducere

Utilizând aceleaşi module de mişcare, (MTO), (MTV) şi (MR), aranjate în configurația TTTR, se obține robotul industrial suspendat de

tip TTRT (figura 1), capabil să asigure mişcările necesare îndeplinirii sarcinii de serviciu.

Utilizând ecuațiile dinamice reprezentate prin relațiile (19), conform cu [6] rezultate în urma studiului dinamic efectuat, se determină pentru fiecare modul, valoarea momentului necesar motorului de acționare, urmând ca pe baza acestuia să se identifice din cataloage tipul si caracteristicile fiecărui motor de acționare.

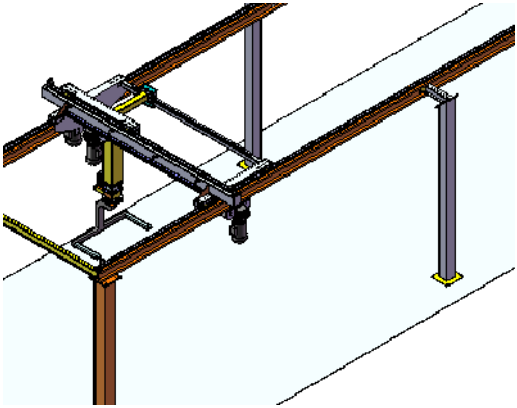

Fig. 1 Robot industrial serial tip TTRT

2. Alegerea motorului de acționare a modulelor de translație pe orizontală

Având în vedere construcția modulelor de translație pe orizontală a robotului industrial tip TTRT, (MTL şi MTT), se pot determina, forțele motoare $F_a=F_1$, $F_a=F_2$ în funcție de randamente, de geometria transmisiei pinion-curea sincronă dințată-cremalieră, precum şi de tipul ghidajelor utilizate pentru calea de rulare.

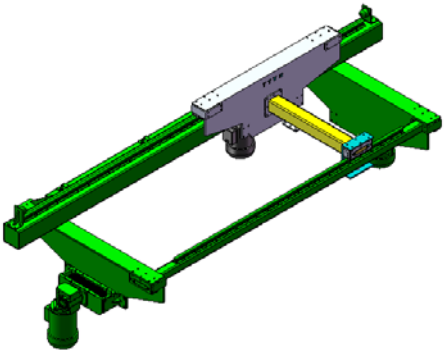

Fig. 2 Modul de translație pe orizontală

Calculele şi rezultatele pentru modulele de translație pe orizontală

sunt identice cu cele de la robotul TTTR, prezentate în lucrarea [8].

3. Alegerea motorului de acționare a modulului de rotație

Pentru modulul de rotație a robotului industrial tip TRT, se poate determina, momentul motor M_3, ținând seama de ecuația dinamică identificată în sistemul (19), corespunzătoare modulului de rotație a robotului, scrisă sub forma:

$$\left[J_{\Delta_4}^{(3)} + J_{\Delta_4}^{(4)} + J_{\Delta_4}^{(5)} + m_5 l_5^2\right]\ddot{q}_4 = M_4 . \qquad (1)$$

Urmărind algoritmul de calcul prezentat în paragraful 6.3.2 [7] pentru modulul de rotație MTR, se determină succesiv momentele de inerție $\left[J_{\Delta_4}^{(3)}, J_{\Delta_4}^{(4)}, J_{\Delta_4}^{(5)}\right]$ şi momentul motor M_4. Ca şi date numerice se folosesc valorile precizate în paragraful 6.3.2 [7].

În final, se obține pentru momentul motor valoarea

M_4=14,086 Nm.

Din catalogul Parker se alege, motorul de acționare a modulului, echipat cu resolver şi frână acționată electric, care are următoarele caracteristici:

$$M_m = 17{,}2[\mathrm{Nm}];\ i = 10:1;\ M_{max} = 450[\mathrm{min}^{-1}];\ m = 6[\mathrm{kg}];\ P_{calc} = 0{,}81[\mathrm{kw}].$$

4. Alegerea motorului de acționare a modulului de translație pe verticală

Având în vedere construcția modulului de translație pe verticală a robotului industrial tip TTRT, (MTV), se poate determina forța motoare F_a în funcție de randamentele, geometria transmisiei şurub-piuliță cu bile, precum şi de tipul ghidajelor utilizate.

Forța axială utilă (forța motoare) necesară punerii în mişcare a echipajului mobil al modulului MTV, are expresia:

$$F_3 = F_a = F_{sb.} - F_f\,[\mathrm{N}], \qquad (2)$$

relație în care: $F_{sb.}$ – reprezintă forța axială dezvoltată de transmisia cu şurub cu bile, iar F_f – reprezintă forța de frecare din ghidaj.

Forța $F_{sb.}$, dezvoltată de transmisia cu şurub cu bile are expresia:

$$F_{sb.} = \frac{2M_s}{d_0 \mathrm{tg}\left(\varphi + \mathrm{arctg}\dfrac{k}{d_b \sin\phi}\right)}\,[\mathrm{N}], \qquad (3)$$

în care: $d_0\,[mm]$ – reprezintă diametrul cilindrului pe care se află centrele bilelor,

$\varphi[°]$ – reprezintă unghiul de închidere a elicei pe cilindrul mediu,

k – reprezintă coeficientul de frecare la rostogolire,

$d_b\,[mm]$ – reprezintă diametrul bilei,

$\phi[°]$ – reprezintă unghiul de contact dintre bilă şi calea de rulare,

M_s – reprezintă momentul de torsiune la axul şurubului cu bile.

Notând cu P_s, n_s puterea, respectiv turația şurubului cu bile, se poate determina momentul de torsiune cu relația:

$$M_s = 9550\frac{P_s}{n_s}\,[Nm]. \tag{4}$$

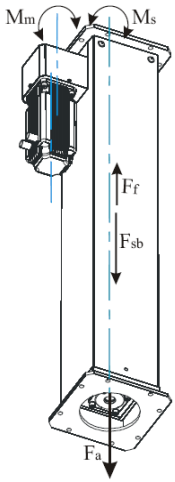

Fig. 3 Modul de translație pe verticală

Puterea P_s se determină astfel:

$$P_s = P_m \eta_r\,[Kw], \tag{5}$$

notând prin η_r randamentul unei perechi de rulmenți, iar prin P_m puterea dezvoltată de motorul de curent continuu care antrenează în mişcare echipajul mobil de translație de la baza robotului.

Turația n_s a şurubului trebuie să satisfacă următoarea inegalitate:

$$n_s \le n_m \left[\frac{rot.}{min.}\right], \tag{6}$$

în care prin n_m s-a notat turația arborelui motor.

Având în vedere relațiile scrise anterior, se ajunge la expresia forței F_{sb} scrisă sub forma:

$$F_{sb.} = \frac{191\cdot 10^2 P_m \eta_r}{n_m d_0 tg\left(\varphi + arctg\dfrac{k}{d_b \sin\phi}\right)}\,[N]. \tag{7}$$

Ținând seama de relațiile scrise pentru F_3 şi F_{sb}, ecuația dinamică identificată în sistemul de ecuații diferențiale determinate pentru robotul TTRT, corespunzătoare modulului de translație pe verticală a robotului (MTV), devine:

$$(m_3+m_5)\ddot{q}_3=\frac{191\cdot 10^2 P_m\eta_r}{n_m d_0 tg\left(\varphi+arctg\frac{k}{d_b sin\phi}\right)}+G_3+G_5-F_f\,. \qquad (8)$$

Forța de frecare F_f se va calcula cu relația:

$$F_f=(m_3+m_5)g\mu\ [N]\,, \qquad (9)$$

în care prin g s-a notat accelerația gravitațională (g=9,8 m/s^2) iar prin μ coeficientul de frecare din ghidaj, adoptându-se pentru el valoarea standardizată μ=0,02.

Unghiul φ de închidere a elicei pe cilindrul mediu se calculează cu expresia:

$$\varphi=arctg\frac{p_h}{\pi d_p}[^\circ]\,, \qquad (10)$$

în care prin p_h s-a notat pasul şurubului conducător.

Din relația (8) se poate obține o expresie a raportului $\frac{P_m}{n_m}$.

Astfel,

$$[(m_3+m_5)\ddot{q}_3-G_3-G_5+(m_3+m_5)g\mu]\frac{d_0 tg\left(\varphi+arctg\frac{k}{d_b sin\phi}\right)}{191\cdot 10^2\eta_r}=\frac{P_m}{n_m}\,. \qquad (11)$$

Cu raportul obținut în relația precedentă se poate calcula momentul de acționare al motorului utilizând o relație de forma:

$$M_m=9550\frac{P_m}{n_m}[Nm]\,, \qquad (12)$$

funcție de care se alege motorul de acționare al modulului.

Ca şi date numerice se vor folosi următoarele valori:

$$m_3=53{,}90[kg];\ m_5=81{,}21[kg];\ \ddot{q}_3=1\left[\frac{m}{s^2}\right];\ p_h=0{,}025[m];$$

$$d_0=0{,}025[m];\ d_p=0{,}026[m];\ k=0{,}00001[m];\ d_b=0{,}004[m]; \qquad (13)$$

$$\phi=40^0;\ \ \varphi=17{,}25^0;\ \ \eta_r=0{,}995\,.$$

Conform relației (9), se calculează forța de frecare:

$$F_f=(53{,}90+81{,}21)\cdot 9{,}8\cdot 0{,}02=26{,}509[N]. \qquad (14)$$

Apoi se calculează unghiul de închidere al elicei pe cilindrul mediu:

$$\varphi = \text{arctg}\frac{0{,}025}{3{,}14 \cdot 0{,}026} = 17{,}025\left[^{\circ}\right]. \qquad (15)$$

Introducând valorile obținute în relația (11), se calculează raportul $\frac{P_m}{n_m}$, a cărui valoare absolută este :

$$\frac{P_m}{n_m} = 7{,}4 \cdot 10^{-4}\left[\frac{kw \cdot min}{rot}\right]. \qquad (16)$$

Cu relația (12) se calculează momentul de acționare al motorului de curent continuu:

$$M_m = 9550 \cdot 7{,}4 \cdot 10^{-4} = 7{,}067 Nm. \qquad (17)$$

Se alege din catalogul firmei Parker o valoare superioară celei calculate şi anume:

$$M_{m_{CATALOG}} = 7{,}1[Nm]. \qquad (18)$$

Motorul de acționare căruia îi corespunde acest moment este tip GM 060 şi are următoarele caracteristici:

$$M_m = 7{,}1[Nm];\ i = 7:1;\ n_{max} = 780\left[min^{-1}\right];\ m = 2{,}8[kg];$$
$$P_{calc.} = 0{,}58[kw]. \qquad (19)$$

Acesta este echipat cu resolver şi frână acționată electic.
Utilizând valoarea reală a momentului de acționare a motorului ales, se poate calcula forța aferentă modulului de translație pe orizontală :

$$F_a = \frac{2M_{s_{STAS}}}{d_0 tg\left(\varphi + \text{arctg}\frac{k}{d_b \sin\phi}\right)} - (m_3 + m_5)g\mu[N]. \qquad (20)$$

Astfel, forța F_3 va fi: $F_a = F_3 = 1757[N]$.

Lanțul cinematic aferent modulului de translație este format din: motor electric, cuplaj permanent mobil cu element intermediar elastic şi şurub-piuliță cu bile. Legătura dintre motorul de acționare şi şurubul conducător este realizată de o transmisie cu curea sincronă dințată.
Mecanismul şurub-piuliță cu bile are un randament ridicat η = 85-95 % şi un coeficient de frecare foarte bun.

5. Concluzii

La baza proiectării modulului de translație au stat următoarele criterii:

● Momentul aplicat şurubului conducător va fi folosit pentru obținerea unei forțe axiale;

● Reversibilitatea şurubului conducător nu poate fi considerată ca o antiblocare şi de aceea, pentru obținerea organului mobil în poziția comandată, se impune existența unui sistem de blocare torsională a şurubului. Acest considerent este îndeplinit prin existența unei frâne, acționate electric, în ansamblul servomotorului;

● Legătura elementelor de acționare cu şurubul conducător va fi realizată cu cuplaje de siguranță pentru protecția şurubului de suprasarcini;

● În ceea ce priveşte prestrângerea, se menționează faptul că trans-miterea unor mişcări de mare precizie şi rigiditate sporită este posibilă doar prin utilizarea şurubului cu bile cu două piulițe;

● Ungerea trebuie utilizată şi totodată asigurată printr-un mecanism de ungere a sistemului pentru prevenirea gripajului şi a uzurii;

● Protecția se face cu ajutorul pieselor de curățire a căii de rulare;

● Tehnologia de execuție implică alegerea elementelor componente din cataloagele de produs ale producătorilor de profil, montarea şi utilizarea acestora în conformitate cu prescripțiile tehnice puse la dispoziție de aceştia;

● Lagărele sunt utilizate pentru preluarea forței axiale din şurubul conducător.

BIBLIOGRAFIE

[1] Chişu, A., ş.a., *Organe de maşini*, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1981.

[2] Ispas, V., Ursa, N.I., Gui, R.M., Ispas, Vrg., Mic, L.C., *The optimal Arrangement of the Modules from the Structure of the suspended serial Robots with three Degrees of freedom*, Acta Technica Napocensis, nr. 52, vol. IV, pag. 13-18, Editura UTPRES, Cluj-Napoca, 2009, ISSN 1221-5872.

[3] Ispas, V., Ursa, N.I., *Modelarea dinamică a roboților propuşi spre implementare la S.C. RAAL S.A. Bistrița*, În: Ştiință şi Inginerie, vol.16, pag.157-164, Editura AGIR, Bucureşti, 2009, ISBN 9738130-82-4.

[4] Ispas, V., *Manipulatoare şi roboți industriali.* Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 2004, 600 pag.

[5] Petrişor, S.M., Rob, D., Arghir, M., Ispas, V., Simion, M., *Studies regarding the construction of the translation modules from the industrial robot structure used in vibroacustic environments*, International Conference Fractional Differentation and its Applications –FDA08", Çankaya, Ankara, Turcia, 2008.

[6] Ursa, N.I., *Contribuții la calculul şi construcția robotului suspendat TTR*, Acta Tehnica Napocensis (în curs de publicare), pag.171.
[7] Ursa, N.I., Ispas, V., Horvat, A.C., Gui, R.M., Zoltan, L.C., *Criteriu energetic de aranjare a modulelor în structura mecanică a roboților seriali cu două grade de libertate,* În: Ştiință şi Inginerie, vol. 17, pag. 795 – 800, Editura AGIR, Bucureşti, 2010, ISSN 2067-7138.
[8] Ursa, N.I., *Contribuții la calculul şi construcția structurii mecanice a roboților industriali seriali utilizați la fabricarea radiatoarelor,* Teză de doctorat, Cluj-Napoca, 2011.

Drd.Ing. Nicuşor Iosif URSA
S.C. RAAL S.A. Bistrița
Prof.Dr.Ing. Viorel ISPAS
Facultatea de Construcții de Maşini, Universitatea Tehnică din Cluj Napoca
e-mail: ispasviorel@yahoo.com, membru AGIR
Drd.Ing. Ramona Maria Gui (căs. Lung)
Facultatea de Construcții de Maşini, Universitatea Tehnică Cluj Napoca
e-mail: guiramona@yahoo.com