



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

DETERMINAREA TIMPULUI DE PORNIRE A TRANSPORTOARELOR CU BANDĂ ACȚIONATE CU MOTOR ASINCRON TRIFAZAT

Iosif POPA, Gabriel Nicolae POPA,
Sorin Ioan DEACONU, Corina Maria DINIȘ

THE DETERMINING OF THE START TIME OF A BELT CONVEYER DRIVEN BY A THREE-PHASE INDUCTION MOTOR

The paper introduces an analytical method of determining the start time of induction motors driving belt conveyers or other work machinery, which show a constant resistant couple. This method is based on the analysis of the transitory start condition of three-phase induction motors, showing a constant resistant torque on the shaft.

Keywords: starting time, three-phase induction motor, conveyor

Cuvinte cheie: timp de pornire, motor asincron trifazat, bandă transportoare

1. Introducere

În lucrare se prezintă o metodă analitică de determinare a timpului de pornire a motoarelor asincrone care acționează transportoare cu bandă sau alte mașini de lucru cu cuplu rezistent constant.

Această metodă se bazează pe analiza regimului tranzitoriu de pornire a motoarelor asincrone trifazate, cu cuplu rezistent constant la arbore [1]-[5].

Timpul de pornire a transportoarelor cu bandă, determinat cu formula stabilită în lucrare, se folosește pentru reglarea temporizărilor releelor de timp din instalațiile de comandă ale sistemelor de transportoare cu bandă cât și a protecțiilor electronice la suprasarcină a motoarelor de acționare. În primul caz, releele de timp reglate asigură pornirea transportoarelor în sens invers fluxului de transport, iar în al doilea, circuitul de timp reglat blochează acționarea protecției electronice la suprasarcină pe durata pornirii, în care curentul absorbit de motor depășește valoarea reglată a curentului de acționare a acestei protecții.

Se precizează că această metodă de determinare a timpului de pornire este mult mai expeditivă decât cea grafo-analitică.

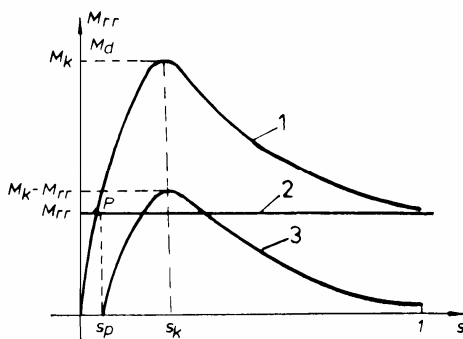
2. Determinarea relației de calcul a timpului de pornire

Pentru determinarea relației de calcul a timpului de pornire a motorului asincron trifazat, care acționează mașini de lucru cu cuplu constant, în cazul momentului de inerție constant, se apelează la ecuația fundamentală a mișcării:

$$M = M_{rr} + J_r \cdot \frac{d\Omega}{dt} \quad (1)$$

Se consideră că în perioada pornirii, cuplul motorului asincron trifazat se modifică cu alunecarea s (curba 1, figura 1) potrivit relației simplificate a lui Kloss (2):

$$M = \frac{2 \cdot M_k}{\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}} \quad (2)$$



În cazul acționării mașinilor de lucru cu cuplu constant, momentul dinamic are forma grafică a cuplului mecanic dezvoltat de motor, (figura 1) de aceea el poate să fie exprimat analitic prin relația:

$$M_d = \frac{2 \cdot M_{kd}}{\frac{s_d}{s_{kd}} + \frac{s_{kd}}{s_d}} \quad (3)$$

Fig.1 Explicativă la determinarea timpului de pornire a motorului asincron cu cuplu rezistent constant

în care, momentul critic dinamic M_{kd} , și alunecarea critică dinamică s_{kd} , se determină cu:

$$M_{kd} = M_k - M_{rr} \quad (4)$$

$$s_{kd} = s_k \quad (5)$$

Mărima s_d este alunecarea corespunzătoare cuplului dinamic. Ea este definită de relațiile:

$$s_d = \frac{\Omega_p - \Omega}{\Omega_p}; s_d = \frac{n_p - n}{n_p} \quad (6)$$

în care indicele p se referă la punctul P de funcționare (figura 1) a sistemului motor - mecanism de transmisie - mașină de lucru. Cu (3) și (4) rezultă:

$$M_d = \frac{2 \cdot (M_k - M_{rr})}{\frac{s_d}{s_k} + \frac{s_k}{s_d}} \quad (7)$$

Din (6) rezultă:

$$\Omega = \Omega_p \cdot (1 + s_d) \quad (8)$$

Derivata vitezei unghiulare Ω în raport cu timpul este:

$$\frac{d\Omega}{dt} = -\Omega_p \cdot \frac{ds_d}{dt} \quad (9)$$

Cu formulele (7) și (9), se obțin succesiv relațiile:

$$-\Omega_p \cdot J_r \cdot \frac{ds_d}{dt} = \frac{2 \cdot (M_k - M_{rr})}{\frac{s_d}{s_k} + \frac{s_k}{s_d}} \quad (10)$$

$$dt = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\Omega_p \cdot J_r}{(M_k - M_{rr})} \cdot \left(\frac{s_d}{s_k} + \frac{s_k}{s_d} \right) \cdot ds_d \quad (11)$$

Prin integrarea ambilor membri ai ecuației (11) se obține timpul de pornire a motorului:

$$t_p = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\Omega_p \cdot J_r}{M_k - M_{rr}} \cdot \int_{s_{din}}^{s_{dfin}} \left(\frac{s_d}{s_k} + \frac{s_k}{s_d} \right) ds_d;$$

$$t_p = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Omega_p \cdot J_r}{M_k - M_{rr}} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot s_k} \cdot (s_{din}^2 - s_{dfin}^2) + s_k \cdot \ln \frac{s_{din}}{s_{dfin}} \right] \quad (12)$$

Deoarece $s_{din} = 1$ și $s_{dfin} = s_p$, rezultă pentru timpul de pornire expresia:

$$t_p = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Omega_p \cdot J_r}{M_k - M_{rr}} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot s_k} \cdot (1 - s_p^2) + s_k \cdot \ln \frac{1}{s_p} \right] \quad (13)$$

Viteza unghiulară Ω_p corespunzătoare punctului P de funcționare este:

$$\Omega_p = \frac{\pi \cdot n_p}{30} \quad (14)$$

$$t_p = \frac{\pi \cdot n_p \cdot J_r}{60 \cdot (M_k - M_{rr})} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot s_k} \cdot (1 - s_p^2) + s_k \cdot \ln \frac{1}{s_p} \right] \quad (15)$$

În relația (15) nu se cunosc alunecarea s_p și turația n_p corespunzătoare punctului P de funcționare. Alunecarea s_p se obține din ecuația simplificată a lui Kloss. După timpul de pornire t_p , $M_d=0$ și $M=M_{rr}$, deci:

$$M_{rr} = \frac{2 \cdot M_k}{\frac{s_p}{s_k} + \frac{s_k}{s_p}} \quad (16)$$

$$s_{p1,2} = s_k \cdot \frac{M_k \pm \sqrt{M_k^2 - M_{rr}^2}}{M_{rr}}; s_p = s_k \cdot \frac{M_k - \sqrt{M_k^2 - M_{rr}^2}}{M_{rr}} \quad (17)$$

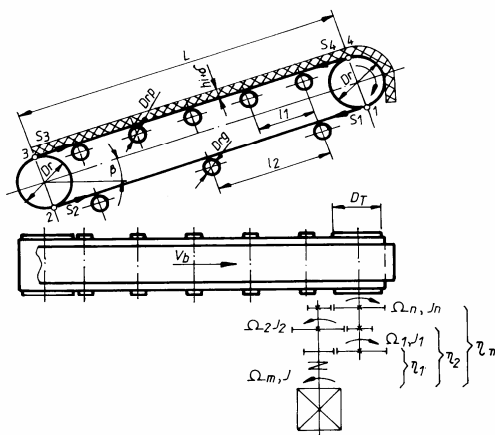
Se adoptă soluția cu semnul - pentru care $s_k > s_p$, deci punctul P de funcționare a motorului se află pe ramura caracteristicii mecanice corespunzătoare funcționării stabile. Turația n_p se calculează cu:

$$n_p = \frac{30 \cdot \Omega_p}{\pi}; n_p = \frac{30}{\pi} \cdot \Omega_0 \cdot (1 - s_p) \quad (18)$$

3. Determinarea momentului de inerție redus la arborele motorului

În expresia (18) a timpului de pornire a motorului asincron trifazat cu cuplu rezistent constant la arbore intervin mărimile J_r și M_{rr} [4].

Relația de calcul a momentului de inerție J_r redus la arborele motorului depinde de tipul mașinii de lucru acționată. Între mașinile de lucru care necesită pentru acționare un cuplu constant se numără benzile transportoare, utilizate frecvent în transportul materiilor prime, materialelor de construcții, ș.a. În cele ce urmează, se determină atât momentul de inerție redus, cât și momentul rezistent redus M_{rr} la arborele motorului de acționare a unei benzi transportoare fără tobe de deviere (figura 2). În cazul transportoarelor cu bandă fără tobe de



deviere, momentul de inerție J_r redus la arborele motorului de acționare se obține din ecuația:

Fig. 2

Schema cinematică a unui transportor înclinat cu bandă, fără tobe de deviere

$$\frac{J_r \cdot \Omega_m^2}{2} = J \cdot \frac{\Omega_m^2}{2} + \frac{1}{\eta_1} \cdot \frac{J_1 \cdot \Omega_1^2}{2} + \frac{1}{\eta_2} \cdot \frac{J_2 \cdot \Omega_2^2}{2} + \dots + \frac{1}{\eta_n} \cdot \frac{J_n \cdot \Omega_n^2}{2} + \frac{1}{\eta_n^1} \cdot \frac{m_e \cdot v_b^2}{2} \quad (19)$$

Deci:

$$J_r = J + \sum_{i=1}^n \frac{J_i}{\eta_{i1}} \cdot \left(\frac{\Omega_i}{\Omega_m} \right)^2 + \frac{m_e}{\eta_n^1} \cdot \left(\frac{v_b}{\Omega_m} \right)^2 \quad (20)$$

În această relație J [kgm^2] este momentul de inerție echivalent a tuturor elementelor care au viteza arborelui motorului (rotorul motorului, cuplajul mecanic de pe arborele motorului și pinionul primei trepte de transmisie cu axul său), J_1, J_2, \dots, J_n , în [kgm^2] sunt momentele de inerție echivalente pe axele reductorului, $\Omega_1, \Omega_2, \dots, \Omega_n$, în [s^{-1}], sunt vitezele unghiulare ale celor n axe ale reductorului, m_e masa echivalentă a elementelor în mișcare de translație și în mișcare de rotație antrenate de bandă, v_b [ms^{-1}] este viteza benzii transportoare, iar $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n, \eta_n^1$ randamentele transmisiei de la axele reductorului și a tobei de acționare, la motor.

Masa echivalentă m_e se determină din:

$$m_e = (m_b + m_{qf}) + J_T \cdot \left(\frac{\Omega_T}{v_b} \right)^2 + n_{sp} \cdot n_{rsp} \cdot J_{rp} \cdot \left(\frac{\Omega_{rp}}{v_b} \right)^2 + n_{sg} \cdot n_{rsg} \cdot J_{rg} \cdot \left(\frac{\Omega_{rg}}{v_b} \right)^2 \quad (21)$$

În relația (21), m_b [kg] este masa benzii transportoare, m_{qf} [kg] masa încărcăturii, J_T [kgm^2] este momentul de inerție al tobei de întoarcere, n_{sp} și n_{sg} - numărul de suporturi corespunzătorii celor două ramuri (ramura încărcată și cea goală) ale benzii, n_{rsp} și n_{rsg} reprezintă numărul de role de pe un suport al ramurii pline respectiv a celei fără sarcină, J_{rp} și J_{rg} în [kgm^2] sunt momentele de inerție a roților respective (de pe suporturi

celor două ramuri), iar Ω_{rp} și Ω_{rg} în $[s^{-1}]$ sunt vitezele unghiulare ale rozelor de pe suportți.

Dacă se cunosc greutatele specifice q_b ale benzii transportoare și q_i a încărcăturii în $[N/m]$, se pot determina masa benzii și masa încărcăturii:

$$m_b = \frac{q_b}{g} \cdot [2 \cdot L + \pi \cdot (D_T + \delta)] \quad (22)$$

$$m_{qi} = \frac{q_i}{g} \cdot \left[L + \frac{\pi}{4} \cdot (D_T + \delta + h_i) \right] \quad (23)$$

unde L [m] este distanța între axele tobei de acționare și a celei de întoarcere, D_T [m] diametrul celor două tobe, δ [m] grosimea benzii transportoare, h_i [m] înălțimea încărcăturii pe bandă, iar g [ms^{-2}] accelerația gravitațională. Vitezele unghiulare Ω_{rp} și Ω_{rg} se determină în funcție de viteza benzii transportoare:

$$\Omega_{rp} = \frac{2}{D_{rp}} \cdot v_b \quad (24)$$

$$\Omega_{rg} = \frac{2}{D_{rg}} \cdot v_b \quad (25)$$

În aceste relații D_{rp} [m] și D_{rg} [m] sunt diametrele rozelor de pe suportții ramurilor benzii.

Numărul de suportți n_{sp} și n_{sg} , se calculează cu:

$$n_{sp} = \frac{L}{l_1} - 1; \quad n_{sg} = \frac{L}{l_2} - 1 \quad (26)$$

în care l_1 [m] și l_2 [m] sunt distanțele dintre suportții ramurii pline și a ramurii goale. La funcționarea fără alunecare viteza benzii transportoare se determină cu:

$$v_b = \Omega_T \cdot \frac{D_T}{2}; \quad v_b = \Omega_{NT} \cdot \frac{D_T}{2} \quad (27)$$

$$\Omega_{NT} = \frac{\Omega_m}{i}; \quad v_b = \frac{\Omega_m}{i} \cdot \frac{D_T}{2} \quad (28)$$

Ω_{NT} [s^{-1}] fiind viteza unghiulară normală a tobei de întoarcere.

4. Determinarea momentului rezistent redus la arborele motorului

Tensiunile în bandă, pentru transportorul înclinat cu $\beta > 0$, fără tobe de deviere (figura 2), în punctele 1 ... 4 sunt:

$$S_1 = S_x \quad (29)$$

$$S_2 = S_x + (q_b + q_{rg}) \cdot L \cdot w \cdot \cos\beta - q_b \cdot L \cdot \sin\beta \quad (30)$$

$$S_3 = k_f \cdot S_2 \quad (31)$$

$$S_4 = S_3 + (q_b + q_f + q_{rp}) \cdot L \cdot w \cdot \cos\beta + (q_b + q_f) \cdot L \cdot \sin\beta \quad (32)$$

În aceste relații, tensiunea S_x în punctul de desprindere a benzii de pe toba motoare nu se cunoaște, q_{rp} [Nm^{-1}] și q_{rg} [Nm^{-1}] sunt greutatețile uniform repartizate ale părților mobile ale roților trenului superior, respectiv ale celui inferior, w [-] este rezistența specifică la mișcare a benzii ($w = 0,03 - 0,05$, pentru role din țevă), iar k_f [-] este un coeficient care pune în evidență aportul tobelor de întoarcere și de deviere, la modificarea tensiunilor în bandă. Greutățile uniform repartizate q_{rp} și q_{rg} se calculează cu:

$$q_{rp} = \frac{G_{rp}}{l_1} \quad (33)$$

$$q_{rg} = \frac{G_{rg}}{l_2} \quad (34)$$

unde G_{rp} [N] și G_{rg} [N] sunt greutatețile părților în mișcare ale roților trenului superior, respectiv ale roților trenului inferior. Coeficientul k_f are valori de 1,05 - 1,07 pentru unghiuri de înfășurare de 180° , de 1,03 - 1,05 pentru unghiuri de înfășurare de 90° și de 1,02 - 1,03 pentru unghiuri de înfășurare mai mici de 90° . Condiția de nealunecare a benzii pe toba motoare este data de ecuația lui Euler:

$$k_f \cdot S_4 = S_1 \cdot e^{\mu \cdot \alpha} \quad (35)$$

în care k_f [-] este coeficientul de siguranță împotriva nealunecării pe toba motoare ($k_f = 1,2 - 1,3$), e este baza logaritmilor naturali, μ [-] coeficient de frecare între bandă și toba de acționare $\mu = 0,25 - 0,35$ iar α [rad] - unghiul de înfășurare a benzii pe toba motoare. Cu relațiile (32) - (35) și (38) se obțin expresiile:

$$S_1 = \frac{k_f \cdot L \cdot \{w \cdot \cos\beta \cdot [q_b \cdot (1 + k_f) + k_f \cdot q_{rg} + q_f + q_{rp}] + \sin\beta \cdot [q_b \cdot (1 - k_f) + q_f]\}}{e^{\mu \cdot \alpha} - k_f \cdot k_i} \quad (36)$$

$$S_4 = k_f \cdot S_1 + \frac{S_c}{k_f} \quad (37)$$

Momentul rezistent redus la arborele motorului de acționare se determină cu:

$$M_{rr} = \frac{(S_4 - S_1)}{\eta_R \cdot i} \cdot \frac{D_T}{2} \quad (38)$$

în care tensiunile în banda S_1 și S_2 sunt date de expresiile (37) și (38).

5. Concluzii

■ Pe baza analizei din literatura de specialitate [1]-[3], [5] a metodelor grafoanalitice și analitice de determinare a timpului de pornire a motoarelor asincrone trifazate, în lucrare se stabilește o relație originală pentru calculul acestui timp.

■ Metoda propusă se bazează pe stabilirea ecuației momentului dinamic, care în cazul cuplului rezistent constant la arbore, este asemănătoare formulei simplificate a lui Kloss. În acest caz, alunecarea curentă s este înlocuită cu variabila s_d numită alunecare dinamică.

■ Metoda propusă s-a exemplificat pentru transportoarele cu bandă acționate cu motor asincron trifazat, dar se poate folosi și pentru alte mașini de lucru la care cuplul de acționare este constant.

■ În comparație cu metodele grafoanalitice, procedeul propus este mult mai expeditiv și are o precizie acceptabilă pentru aplicații industriale.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Boțan, N.V., *Bazele calculului acționărilor electrice*, Editura tehnică, București, 1970.
- [2] Fransua, Al., Saal, C., Țopa, I., *Acționări electrice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1975.
- [3] Novac, I. și colectiv, *Mașini și acționări electrice*, Editura didactică și pedagogică, București, 1982.
- [4] Popa, I., Popa, G.N., *Dispozitive electronice cu structură cablată și programată, de protecție a motoarelor asincrone trifazate de joasă tensiune*, Editura Mirton, Timișoara, 2000.
- [5] Seracin, E., Popovici, D., *Tehnica acționărilor electrice*, Editura tehnică, București, 1985.

Conf.Dr.Ing. Iosif POPA

membru AGIR, iosif.popa@fih.upt.ro

Șef lucr.Dr.Ing. Gabriel Nicolae POPA

membru AGIR, membru IEEE

Conf.Dr.Ing. Sorin Ioan DEACONU

Director D.I.E.I.I., membru AGIR, membru IEEE

Șef lucr.ec.Dr.Ing. Corina Maria DINIȘ

membru AGIR

Universitatea „Politehnica” Timișoara, Facultatea de Inginerie Hunedoara