

*układy napędowe, modele matematyczne układów napędowych,
modele symulacyjno-komputerowe, analiza obliczeniowa,*

Andrzej RUSEK*
Andrzej POPENDA*

ANALIZA STANÓW DYNAMICZNYCH SAMOTOKOWEJ LINII TRANSPORTOWEJ Z UWZGLĘDNIENIEM RÓŻNYCH DŁUGOŚCI ELEMENTU TRANSPORTOWANEGO

W referacie przedstawiono przykładowe rozwiązania samotokowych linii transportowych oraz analizę występowania obciążenia dla przypadku transportu elementu długiego. Przedstawiono zależności w zakresie sił nacisku na rolki samotokowe dla linii transportowej z elementem długim obejmującym dowolną liczbę rolek oraz przykładowy przebieg sił dla obejmowania przez element transportowany 4 rolek. Przedstawiono model symulacyjno-komputerowy układu napędowego zespołu rolek samotokowych z transmisją obrotu rolek kołami zębatymi. Przedstawiono przykładową analizę obliczeniową stanów dynamicznych układu napędowego dla grupowego napędu 3 rolek samotoku z transmisją zębatą ruchu na poszczególne rolki z silnikiem indukcyjnym specjalnego wykonania w wersji samotokowej SKg-160M-6B-S. Przebiegi dynamiczne przedstawiono w formie wykresów.

1. WSTĘP

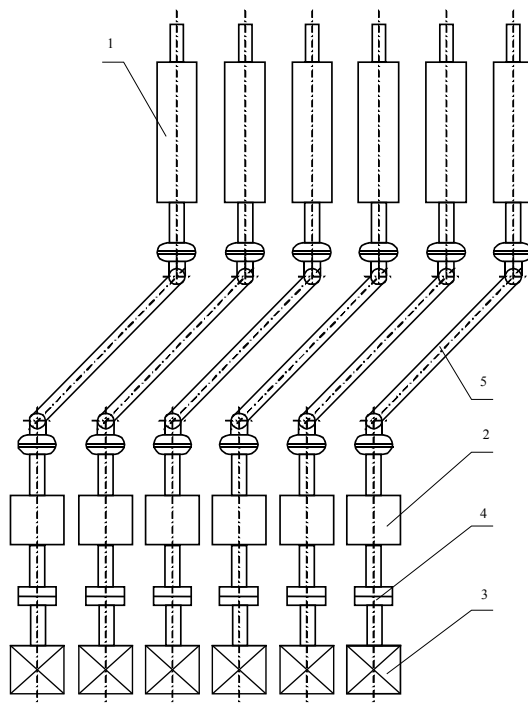
Układy napędowe samotokowych linii transportowych stosowanych głównie w przemyśle hutniczym i chemicznym do transportu długich elementów w zależności od potrzeb technologicznych posiadają różne rozwiązania techniczne, w tym rozwiązania o rozbudowanej transmisji ruchu [4, 5]. Do najczęstszych rozwiązań technicznych należą rozwiązania z transmisją ruchu przez przekładnie zębate redukujące obroty, oraz przekładnie zębate przenoszące ruch obrotowy na rolki linii transportowej. W dotychczasowych publikacjach naukowych i opracowaniach dostępnych autorom momenty obciążenia układów były określane zależnością (1) [1, 2]:

* Politechnika Częstochowska, Wydział Elektryczny, Instytut Elektrotechniki Przemysłowej, al. Armii Krajowej 17, 42-200 Częstochowa, rusek@el.pcz.czest.pl, popenda@el.pcz.czest.pl

$$M_{oi}(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ k_1 M_{Ni}, & 0 < t < T \\ k_2 M_{Ni}, & t > T \end{cases} \quad (1)$$

gdzie: $M_{oi}(t)$ - przebieg w czasie i -tego momentu obciążenia, k_1 – współczynnik obciążenia dla obciążeń poniżej znamionowych, k_2 – współczynnik obciążenia dla obciążeń powyżej znamionowych, M_{Ni} – znamionowy moment i -tego silnika.

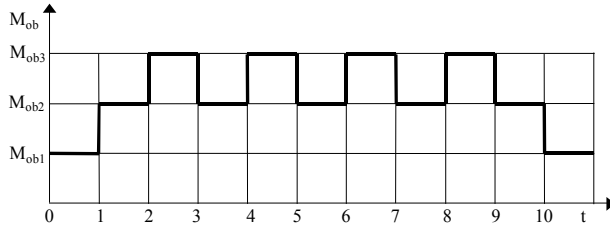
Na rysunku 1 przedstawiono przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne samotokowych linii transportowych z nieosiową transmisją ruchu.



Rys. 1. Linia transportowa z rolkami sprzęganymi z reduktorami i silnikami poprzez nieosiowy układ transmisji ruchu, gdzie: 1 – rolka, 2 – reduktor, 3 – silnik, 4 – sprzęgło pośrednie, 5 – łącznik przegubowy

Fig. 1. The transporting line based on rollers coupled with reducers and motors by non-axial motion transmission system, where: 1 is roller, 2 is reducer, 3 is motor, 4 is inter-clutch, 5 is articulated joint

W ogólnym przypadku cykl obciążenia transportowej linii samotkowej jest inny niż standardowe obciążenia przyjmowane do analizy obliczeniowej zgodnie z zależnością (1). Przykładowe cykle obciążeń dla elementu długiego obejmującego 5 rolek sekcji linii samotkowej przedstawiono odpowiednio na rys. 2, gdzie m oznaczana moduł samotoku (odległość pomiędzy osiami sąsiednich rolek).

Rys. 2. Cykl obciążenia transportowej linii samotkowej dla $l_s = 4,5 m$ Fig. 2. The load cycle of a roller table transporting line for $l_s = 4,5 m$

Poziomy momentów obciążenia dla cykli obciążeń przedstawionych na rys. 2 przedstawiają odpowiednio układy równań (2).

$$\begin{aligned} M_{ob1} &= M_1 + M_2, & M_{ob2} &= M_1 + M_2 + M[R_i(5)] \\ M_{ob3} &= M_1 + M_2 + M[R_i(4)], & R_i(4) &> R_i(5) \end{aligned} \quad (2)$$

gdzie: $R_i(4)$, $R_i(5)$ – siły reakcji w podporze wału przy położeniu elementu transportowanego na 4 i 5 rolkach, M_1 , M_2 – momenty pochodzące od ciężaru wału rolki i płaszczka rolki, $M[R_i(4)]$, $M[R_i(5)]$ – momenty zastępcze pochodzące od siły reakcji w podporze wału rolki przy położeniu elementu transportowanego na 4 i 5 rolkach.

2. ANALIZA OBLICZENIOWA

W oparciu o uzyskane zależności z analizy obciążeń linii samotkowych można sformułować w oparciu o [3] ogólny układ równań umożliwiający wyznaczanie sił nacisków na dowolne rolki przedstawiony zależnościami (3).

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & \dots & 1 & 1 & 1 \\ 0 & m & 2m & \dots & (k-3)m & (k-2)m & (k-1)m \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & (1m)^3 & 2m[(2m)^2 - m^2] \\ 0 & 0 & 0 & \dots & (1m)^3 & (2m)^3 & 3m[(3m)^2 - m^2] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & (1m)^3 & (2m)^3 & \dots & [(k-3)m]^3 & [(k-2)m]^3 & (k-1)m\{[(k-1)m]^2 - m^2\} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} G_{Ri} \\ G_{Ri+1} \\ G_{Ri+2} \\ G_{Ri+3} \\ \vdots \\ G_{Ri+k-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ql \\ qA_{k1} \\ 0,25qA_{k2} \\ 0,25qA_{k3} \\ \vdots \\ 0,25qA_{k(k-1)} \end{bmatrix}$$

$$A_{k1} = [(k-1)m + m_k - 0,5l_s]l_s, \quad A_{k2} = [(2m + m_k)^4 - 2(m + m_k)^4 + m_k^4] \quad (3)$$

$$A_{k3} = [(3m + m_k)^4 - 3(m + m_k)^4 + m_k^4], \quad A_{k(k-1)} = \{[(k-1)m + m_k]^4 - (k-1)(m + m_k)^4 + m_k^4\}$$

gdzie: q – rozkład ciężaru elementu transportowanego na długości linii samotokowej, k – liczba rolek, G_{Ri} – siła nacisku w podporze i -tej rolki, m_k – część modułu samotoku równy długości transportowanego elementu występującego poza $(i + k - 1)$ -tą rolką, między rolkami $(i + k - 1)$ -tą a $(i + k)$ -tą, l_s – długość elementu transportowanego.

Przykładowo dla obejmowania przez element transportowy 6 rolek $k = 6$ z układu równań określonych zależnością (3) można wyznaczyć układ równań określający siły nacisku na poszczególne rolki przedstawiony zależnością (4).

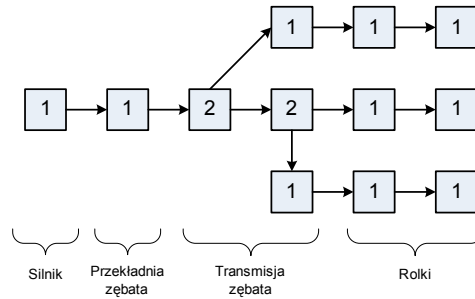
$$\begin{aligned}
 G_{Ri+5} &= \frac{q}{209m} \left[A_{61} + \frac{1}{4m^2} (90A_{62} - 24A_{63} + 6A_{64} - A_{65}) \right] \\
 G_{Ri+4} &= \frac{q}{4m^3} A_{62} - 6G_{Ri+5} \\
 G_{Ri+3} &= \frac{q}{4m^3} A_{63} - 8G_{Ri+4} - 24G_{Ri+5} \\
 G_{Ri+2} &= \frac{q}{4m^3} A_{64} - 8G_{Ri+3} - 27G_{Ri+4} - 60G_{Ri+5} \\
 G_{Ri+1} &= \frac{q}{m} A_{61} - 2G_{Ri+2} - 3G_{Ri+3} - 4G_{Ri+4} - 5G_{Ri+5} \\
 G_{Ri} &= ql - G_{Ri+1} - G_{Ri+2} - G_{Ri+3} - G_{Ri+4} - G_{Ri+5}
 \end{aligned} \tag{4}$$

gdzie: G_{Ri} – ciężar elementu transportowanego przypadający na i -tą rolkę.

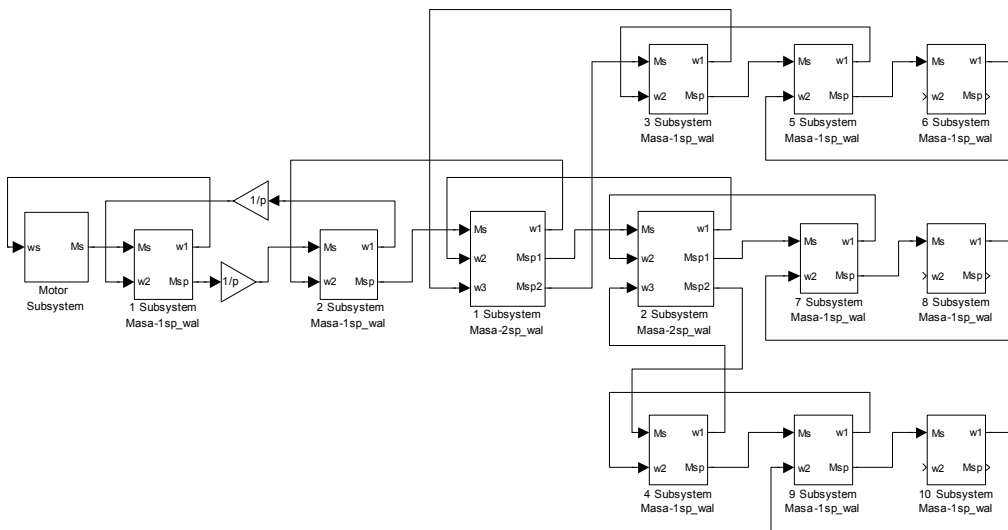
Na rysunku 3 przedstawiono schemat ideowy modelu symulacyjno-komputerowego wycinka samotokowej linii transportowej obejmującego trzy rolki samotokowe z transmisją ruchu poprzez przekładnie zębate wykorzystując podukłady mechaniczne.

Schematy ideowe modeli symulacyjno-komputerowych pozwalają na formułowanie modeli z wykorzystaniem podukładów jako stałe elementy modelu charakterystyczne dla mechanicznych układów transmisji ruchu, do których należą między innymi przekładnie zębate, przekładnie łańcuchowe, tarcze bezwładnościowe połączone długimi elementami sprężystymi oraz łączenie tych układów dla jednotorowych i wielotorowych układów transmisji ruchu.

W oparciu o schemat ideowy przedstawiony na rys. 3, na rys. 4 przedstawiono model symulacyjno-komputerowy układu napędowego trzyrolkowej sekcji transportowej linii samotokowej z transmisją ruchu poprzez przekładnie zębate.



Rys. 3. Schemat ideowy modelu symulacyjno-komputerowego wycinka samotkowej linii transportowej obejmującego trzy rolki samotkowe z transmisją ruchu poprzez przekładnie zębata
 Fig. 3. The schematic diagram of the simulation-computer model for a segment of the roller table transporting line including three rollers of the table based on a motion transmission by toothed gears



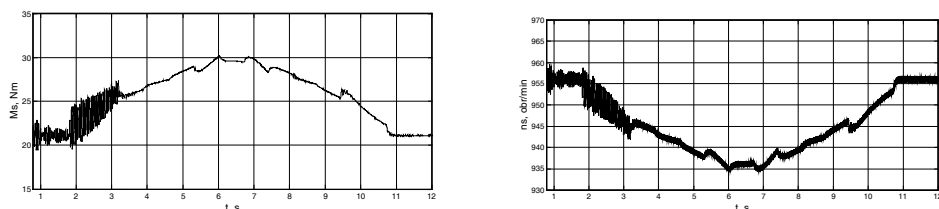
Rys. 4. Model symulacyjno-komputerowy układu napędowego trzyrolkowej sekcji transportowej linii samotkowej z transmisją ruchu poprzez przekładnie zębata z rys. 3
 Fig. 4. The simulation-computer model of the drive system for a three-roller section of the roller table transporting line based on a motion transmission by the toothed gears shown in Fig. 3

Do przykładowych obliczeń symulacyjnych przebiegów dynamicznych przyjęto następujące założenia:

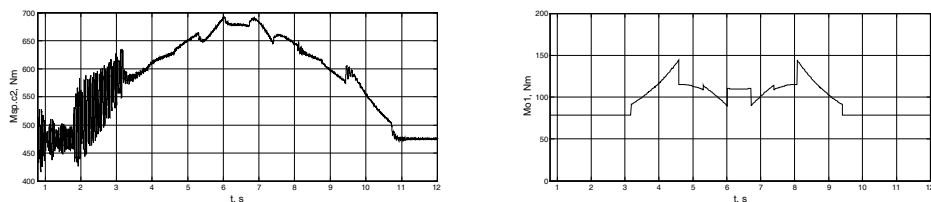
- układ grupowego napędu elektrycznego trzech rolek samotku transportowego z transmisją zębatą ruchu na poszczególne rolki według schematu kinematycznego oraz uproszczonego obliczeniowego schematu kinematycznego [3], przy czym transmisja zębata ruchu oznacza odcinek transmisji ruchu (mocy) dotyczący napędu rolek przez indywidualne zębate przekładnie stożkowe, połączone

wspólnym wałem transmisyjnym z przekładnią stożkową zespołu rozdzielczego wraz z przekładnią zębatą redukującą prędkość obrotową silnika,

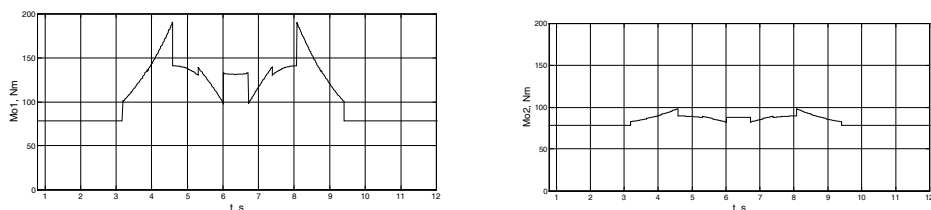
- silnik układu napędowego SKg-160M-6B-S,
- model matematyczny silnika asynchronicznego dla analizy uproszczonej,
- zasilanie silnika bezpośrednio z sieci 3x400V AC, 50 Hz,
- obciążenie pracującej sekcji elementem transportowym $l_s = 4,5m$.



Rys. 5. Przebiegi czasowe momentu elektromagnetycznego i prędkości obrotowej obciążonego silnika
Fig. 5. The electromagnetic torque and the rotational speed of the motor under load versus time



Rys. 6. Przebieg momentu sprężystego na wale wyjściowym z reduktora zębatego oraz przebieg momentu obciążenia w podporze rolki dla symetrycznego ułożenia elementu transportowanego
Fig. 6. The elastic moment on the toothed reducer output shaft and the load torque applied to the roller support versus time for the symmetrical arrangement of the transported element



Rys. 7. Przebiegi czasowe momentów obciążenia w podporach rolki transportowej podczas obciążenia przy przesunięciu elementu $e = 0,7m$, gdzie e – odległość osi elementu od osi transportu
Rys. 7. The load torques applied to the roller supports considering the shift of an element $e = 0,7 m$, where e is distance between the axis of the transported element and the axis of the transport

5. PODSUMOWANIE

Przedstawione wybrane elementy analizy układów napędowych linii samotokowych obciążanych długimi elementami transportowanymi wykazują, że do analizowania stanów dynamicznych takich układów zasadne jest uszczegółowienie obciążenia linii transportowej. Przedstawione wyniki symulacji obliczeniowej w zakresie przebiegu momentu obciążenia w podporze rolki (rys. 6) wyraźnie wskazują, że przebieg ten jest mocno nieliniowy i zależy od rołek objętych przez element transportowany (rys. 2). Przebiegi poszczególnych składowych sił nacisku na podpory podczas ruchu mają również charakter nieliniowy, co można wyznaczyć bezpośrednio z układu równań (3) dla dowolnej liczby rołek. Ponadto zaproponowany sposób uwzględniania obciążeń rzeczywistych przy analizie stanów dynamicznych pozwala na dodatkowe uszczegółowienie obliczeń poprzez możliwość wprowadzenia asymetrycznego położenia elementu transportowanego (rys. 7).

LITERATURA

- [1] FLASZA J., *Stany dynamiczne samotokowego układu napędowego z motoreduktorami konstrukcji specjalnej przy uwzględnieniu rzeczywistych obciążeń*, Praca doktorska, Politechnika Częstochowska, 2002.
- [2] LIS M., *Stany dynamiczne motoreduktorowego układu napędowego z silnikiem samotokowym*, Praca doktorska, Politechnika Częstochowska, 2001.
- [3] RUSEK A., POPENDA A., *Mathematical Model of Drive System for Metallurgical Roller Table Unit with Rotation of Rollers Transmitted by Chain Transmission*, Przegl. El., R. 87 NR 3/2011, s. 157–161.
- [4] RUSEK A., LIS M., *Wybrane zagadnienia dynamiki pracy motoreduktorowych układów napędowych*, Metody i Systemy Komputerowe w Automatyce i Elektrotechnice MSKAE, Częstochowa-Poraj, 16-17.09.2005, s. 195–198.
- [5] RUSEK A., LIS M., *Porównanie pracy układu napędowego rolki samotoku hutniczego dla różnych przypadków zasilania*, MSKAE 2005, Częstochowa-Poraj, 16–17.09.2005, s. 199–201.

ANALYSIS OF DYNAMICAL STATES OF THE ROLLER TABLE TRANSPORTING LINE CONSIDERING VARIOUS LENGTHS OF THE TRANSPORTED ELEMENT

The examples of roller table transporting lines and analysis of the load coming from the transported long element are presented in the paper. The axial forces applied to the rollers of the table are given with the consideration of the transporting line with a long element covering unrestricted number of rollers. The example of time dependency of the forces for a long transported element covering four rollers is also given. The simulation-computer model of the drive system for roller table based on transmission of the roller rotation by toothed gears is presented. The exemplary analysis of dynamical states of the group drive for three rollers of the table based on the toothed transmission of a motion to the respective rollers as well as time dependencies are given.