

Walter BARTELMUS  
Instytut Górnictwa Odkrywkowego we Wrocławiu

### MODELOWANIE DYNAMIKI PODZESPOŁÓW PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWO-RUROWYCH

Streszczenie. W pracy przedstawiono sposób modelowania dynamiki podzespołów przenośnika taśmowo-rurowego, silnik elektryczny, przekładnię zębatą, współpracę taśmy z układem napędowym. Przedstawiono modele fizyczne i matematyczne. Model fizyczny stanowią odpowiednie sprężystości i tłumiki. Model matematyczny przenośnika stanowi układ 43 równań różniczkowych zwyczajnych.

### PIPE BELT CONVEYORS MODELING OF DYNAMIC OF SUB UNITS

Summary. The work deals with dynamic modeling of sub units, electric motor, gear unit, cooperation of drive unit with belt, of pipe conveyors. Physical and mathematical models are presented. The physical model consist of suitable joint lump masses, joints makes compliances and dampers. Mathematical model is given by the set of 43 ordinary differential equations.

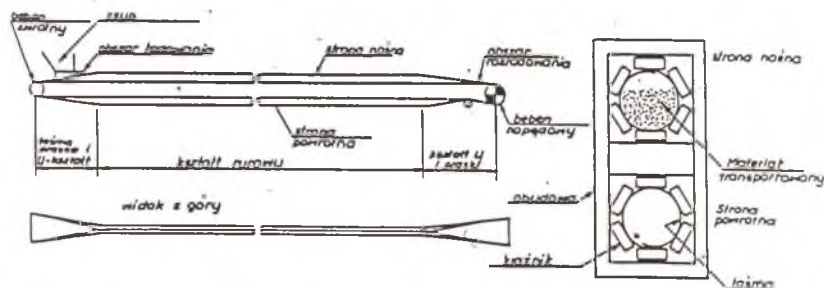
### МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОДУЗЛОВ ТУБУЛЯРНО-ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Резюме: В разработке представлена моделировка динамики подузлов тубулярно-ленточного конвейера, электродвигатель, зубчатая передача, совместная работа ленты с приводной системой. Представлены физические и математические модели. Физическую модель представляют соответственно соединенные массы, соединителями являются соответственные упругости и успокоители. Математическая модель состоит из системы 43 обыкновенных дифференциальных уравнений.

## 1. WSTĘP

Schemat prostego przenośnika taśmowo-rurowego przedstawiono na rys.1. W przenośniku tego typu transport materiału, na ogół sypkiego, odbywa się w rurze utworzonej z taśmy. Przenośnik może mieć odcinki krzywoliniowe a maksymalny wznios taśmy w stosunku do przenośnika nieckowego może być dwa razy większy.

Jedną z cech przenośnika rurowego są obszary zwijania i rozwijania taśmy, gdzie występują zwiększone oddziaływania krążników na taśmę. Cecha ta powinna być uwzględniona przy modelowaniu dynamiki przenośnika taśmowo- rurowego.



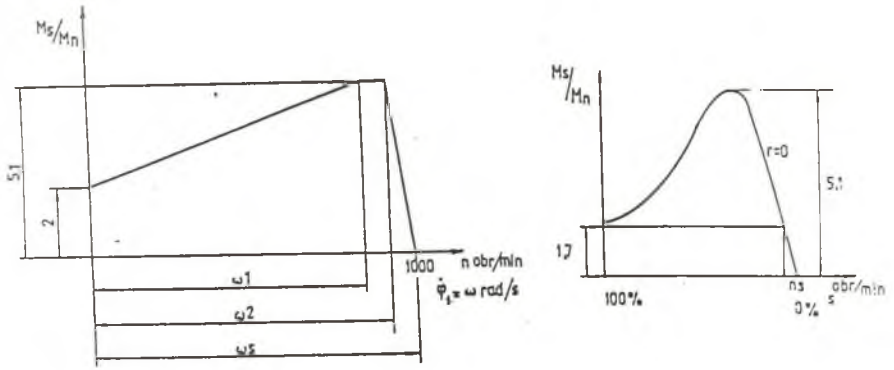
Rys.1. Przenośnik taśmowo-rurowy  
Fig.1. Pipe belt conveyor

## 2. MODELOWANIE SILNIKA NAPĘDOWEGO PRZENOŚNIKA

Przenośnik może być napędzany silnikiem klatkowym. Charakterystyki przyjętego napędu przedstawiono na rys.2. Dla opisu silnika klatkowego może być przyjęta charakterystyka uproszczona, rys.2a. Jeśli przyjąć charakterystykę uproszczoną jak na rys.2a, to moment na silniku w funkcji prędkości kątowej można przedstawić przy wykorzystaniu symboliki języka Pascal w następujący sposób:

$\phi_1 = \phi_{11}$  - prędkość kątowa silnika w rad/s

```
FUNCTION Ms(fi1:real):real;
BEGIN
  IF fi1 <= 30*PI THEN Ms:=Mn*(2+3.1/(30*PI)*fi1)
  ELSE IF fi1 <= PI*98/3 THEN Ms:=5.1*Mn
  ELSE Ms:=5.1*Mn*(PI*100/3-fi1)*3/(2*PI)
END;
```



Rys.2. Charakterystyki silnika elektrycznego  
 Fig.2. Characteristics of electric motor

Charakterystykę silnika przedstawia rys.2a, gdzie:

$$\omega_1 = \pi \cdot 900/30, \quad \omega_2 = \pi \cdot 980/30, \quad \omega_s = \pi \cdot 1000/30$$

Jeśli oznaczyć jako  $M_s$  - moment napędowy silnika a  $M_n$  - moment nominalny silnika, to rzeczywistą charakterystykę silnika klatkowego można zapisać w następujący sposób:

$$M_s/M_n = \delta / (1 + A(\delta^2 - 1)),$$

gdzie:

$$\begin{aligned} A &= 0.5 \cdot (1 - \sqrt{1 - 1/p^2}) \\ \delta &= s \cdot R_o / (R_2 + R_k) \\ s &= 1 - n/n_s \quad \text{poślizg} \\ R_o &= U_2 / (I_2/6) \cdot \sqrt{1 + \sqrt{1 - 1/p^2}} \end{aligned}$$

### 3. MODELOWANIE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Jeśli sztywność ząbzębienia określi się jako  $C_s$ , a odkształcenia zębów jako  $x_1, x_2$ , to odpowiadające im kąty obrotu będą wynosiły  $\phi_1, \phi_2$ , a siła międzyzębna:

$$F = C_s (\phi_1 R_1 - \phi_2 R_2),$$

gdzie  $r_1$  i  $r_2$  - promienie kół zasadniczych.

Uwzględniając zmienną charakterystykę sztywności zazębienia, siłę międzyzębną można określić w następujący sposób:

$$F1 := Csz(po1, Csi, 0.33, 0.46, 0.89, 0.028) \{r1 \phi 7 - r2 \phi 8\},$$

gdzie

(oznaczenia odnoszące się do opisu zmian sztywności znajdują się na rys.3a).

```
FUNCTION Csz(pom,Csi,a,b,c,g:real):real;
BEGIN
  IF(pom>=0 AND (pom<=a) THEN
    Csz:=Csi*(1-g);
  IF(pom>a) AND (pom<=b) THEN
    Csz:=Csi*(1+g*(pom-b)/(b-a));
  IF (pom>b) AND (pom<=c) THEN
    Csz:=Csi;
  IF(pom>c) AND (pom<=1) THEN
    Csz:=Csi*(1-g*(pom-c)/(1-c))
END;
  po1:=frac(phi1/okr)   okr:=2*pi/z1)
```

Jeśli przyjąć pewne uproszczenia, to zmiana momentu wzdłuż odcinka przyporu może być zapisana:

dla koła pierwszego

$$Mt1 = Mt \frac{\phi}{okr}$$

dla koła drugiego

$$Mt2 = Mt (1 - \frac{\phi}{okr})$$

$$okr = 2 \pi / z$$

$\phi$  - kąt obrotu koła

W zakresie odcinka przyporu  $0 \leq pom, = 1$  i wartości momentów są dodatnie, w zakresie pozostałym zmieniają znak na ujemny. Obrazy zmiennych wartości momentów tarcia przedstawiono na rys.3b.

Momenty tarcia na kole napędzającym i napędzanym wynoszą:

$$Mt11 := mz1(po1, i1, okr, miz) \text{ abs}(F1);$$

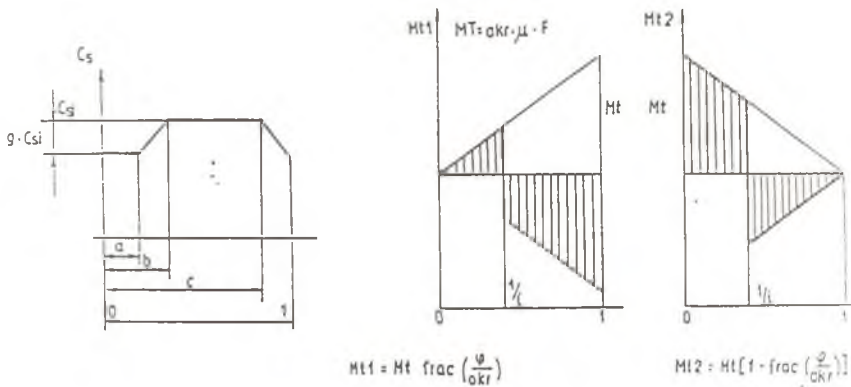
$$Mt12 := mz2(po1, i1, okr, miz) \text{ abs}(F1);$$

gdzie

```

FUNCTION mz1(pom,i,okr,miz:real):real;
  BEGIN
    IF (pom >= 0) AND (pom <= 1/i) THEN
      mz1:=okr·miz·pom;
    IF (pom > 1/i) AND (pom <= 1) THEN
      mz1:=-okr·miz·pom;
    END;
  END;
  
```

Przedstawiony zapis umożliwia modelowanie przebiegu sił międzyzębnych w przekładniach zębatych przy uwzględnieniu zmiennej sztywności zazębienia i zmiennych momentów tarcia międzyzębnego.

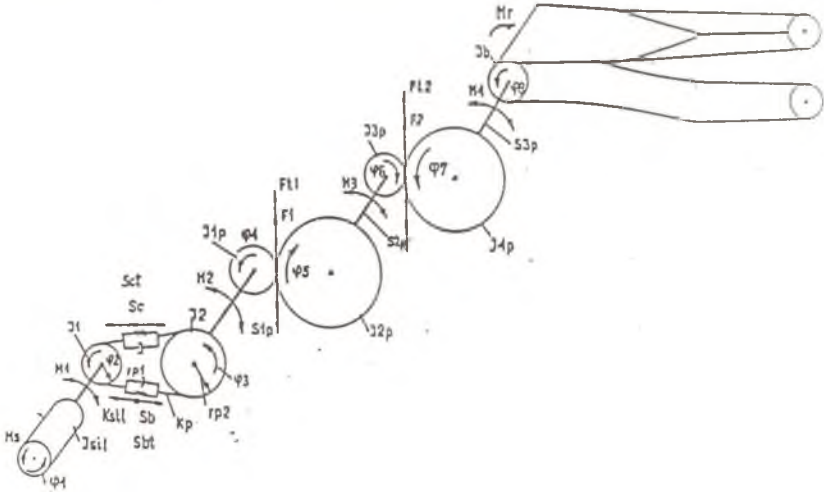


Rys.3. Charakterystyka sztywności zazębienia, charakterystyka momentów tarcia w zazębieniu  
 Fig.3. Characteristics of gear stiffness and of gear friction

#### 4. WPROWADZENIE DO MODELOWANIA RZECZYWISTEGO UKŁADU DYNAMIKI PRZENOŚNIKA TAŚMOWO-RUROWEGO

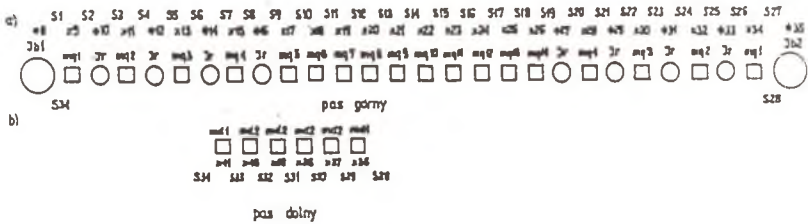
Model fizyczny przenośnika rurowego przedstawiono na rys.4 i 5. Układ napędowy składa się z przekładni pasowej i dwustopniowej przekładni zębatej. Uwzględniając układ zwijania i rozwijania taśmy podział masy taśmy wraz z bezwładnościami krążników podano na rys.5. Na rys.5 podano również schematycznie oznaczenia sił wewnętrznych taśmy pochodzących od podatności, S1 do S34.

W modelu odwzorowano ciągły ruch obrotowy silnika oraz przekładni zębatej wraz z nałożonym ruchem drgającym, przy opisie zjawisk dynamicznych przekładni pasowej i taśmy przenośnika równania ruchu opisują tylko ruch drgający.



Rys.4. Model fizyczny układu napędowego przenośnika

Fig.4. Physical model of conveyor drive



Rys.5. Model fizyczny układu taśmy przenośnika z krążnikami

Fig.5. Physical model of conveyor belt and idlers

Po wprowadzeniu nowej zmiennej  $\psi$  równania ruchu przenośnika przyjmą postać:

$$\ddot{\psi}_1 = (M_s - M_1) / I_s$$

$$\ddot{\psi}_2 = (m_1 + r_1 Sc_b) / i_1$$

$$\ddot{\psi}_3 = r_1 p (M_1 + r_1 p Sc_b) / I_1 - r_2 p (-r_2 p Sc_b - M_2) / I_2$$

$$\ddot{\psi}_4 = (-r_2 p Sc_b - M_2) / I_2$$

$$\ddot{\psi}_5 = (M_2 - r_3 (F_1 + Ft_1)) / I_1 p$$

gdzie  $M_1 = k_1 (\phi_1 - \phi_2)$

gdzie  $Sc_b = -Sc - Sct + Sb + Sbt$

$$\psi_3 = r_1 p \cdot \phi_2 - r_2 p \cdot \phi_3$$

gdzie  $F_1 = Cs_1 (r_1 \phi_4 - r_2 \phi_5)$

gdzie  $Ft_1 = Ct_1 (r_1 \phi_4 - r_2 \phi_5)$

$$\ddot{\psi}_6 = (r_4 (F_1 + F_{t1}) - M_3) / I_2 p$$

$$\ddot{\psi}_7 = (M_3 - r_5 (F_2 + F_{t2})) / I_3 p$$

$$\ddot{\psi}_8 = (r_4 (F_2 + F_{t2}) - M_4) / I_4 p$$

$$\ddot{\psi}_9 = (M_4 + r_b \cdot S_{134}) / I_{b1}$$

$$\ddot{\psi}_{10} = r_b (M_4 + r_b \cdot S_{134}) / I_{b1} - S_{12a} / m g_1$$

$$\ddot{\psi}_{11} = S_{12a} / m g_1 - r^2 \cdot S_{23a} / I_r$$

$$\ddot{\psi}_{12} = r^2 \cdot S_{23a} / I_r - S_{34a} / m g_2$$

$$\ddot{\psi}_{13} = S_{34a} / m g_2 - r^2 \cdot S_{45} / I_r$$

$$\ddot{\psi}_{14} = r^2 \cdot S_{45} / I_r - S_{56} / m g_3$$

itd do  $\psi_{43}$  gdzie

$$\ddot{\psi}_{43} = S_{3334} / m d_1 - r_b (M_4 + r_b \cdot S_{134}) / I_{b1}$$

$$\text{gdzie } S_{1134} = -S_1 - S_{t1} + S_{34} + S_{34t}$$

$$\psi_{10} = r_b \cdot \phi_8 - x_9$$

$$\psi_{11} = x_9 - r \cdot \phi_{10}$$

$$\psi_{12} = r \cdot \phi_{10} - x_{11}$$

$$\psi_{13} = x_{11} - r \cdot \phi_{12}$$

$$\psi_{14} = r \cdot \phi_{12} - x_{13}$$

$$\psi_{43} = x_{41} - r_b \cdot \phi_8$$

Podany wyżej układ równań można uznać jako bazowy, w którym moment  $M_s$  przyjmie postać jak podano w rozdz.2. W równaniach można również uwzględnić momenty oporów ruchu taśmy i krążników oraz wykorzystać wyniki rozważań podane w rozdz.3.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Eugeniusz Świtoński

Wpłynęło do Redakcji w grudniu 1993 r.

## Abstract

The belt goes from flat to U shape at the loading area then forming into pipe shape encloses materials for transport to the discharge area. At this point belt once more goes back into pipe shape for the return side providing a never-ending operation. Due to the enclosed nature of the pipe conveyors, scattering, dropping or leaking of materials is eliminating thus making this conveyor pollution free. With the pipe conveyor horizontal as well as vertical curves may be accomplished, quite impossible with conventional troughed belt conveyors. For estimation of dynamic behavior of the pipe conveyors physical and mathematical models are needed. Pipe conveyor may be divided into the sub units, an electric motor, a gear unit, a belt. The work deals with modeling of these sub units and an attempt is taken to build a model for the whole system of the pipe conveyor. The way of modeling of electric motors is discussed, using their characteristics. Modeling of gear units is discussed too. Construction of the pipe conveyor for detailed investigation is planned. So verification of the mathematical model will be possible. The physical model is given by suitably joint lumped masses, joint makes compliances and dampers. For the physical model equations of motion are written and it gives mathematical model which consists of 43 ordinary differential equations. The equations are solved by using England

---

procedure of integration. The procedure is general procedure of Runge-Kutty type. The procedure assure stability of an integration even in the case of discontinuity and gives possibility of error estimaton, and automatic change of an integration step. The belt of pipe conveyer ought to suitably divided into segments. The special attention ought to be given to the area of pipe shaping when segments ought to be shorter and each roller in that area ought to be taken separately. For the drive angular motion and vibration angular motion is taken into consideration but for the belt reciprocating vibration motion may be only taken so some developments have to be taken into basic set of differential equations.