Seria: GÓRNICTWO Z. 201

Nr kol. 1159

Marian DOLIPSKI

MODEL DYNAMICZNY PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO

Streszczenie. Wprowadzono pojęcie stanu napięcia łańcucha, ponieważ dotychczas istniejące pojęcie napięcia wstępnego łańcucha okazało się niewystarczające w analizie dynamicznej przenośników. Model fizyczny posiada strukturę dyskretną, w którym łańcuchy w gałęzi górnej i dolnej zastąpiono skończoną liczbą mas skupionych, bezmasowymi więziami sprężystymi o zastępczej sztywności właściwej i elementami stykowymi. Układy napędowe zamodelowano sztywnymi wielobokami połączonymi więziami lepkopodatnymi z bryłami obrotowymi, do których przyłożono zredukowane momenty napędowe silników asynchronicznych. Model matematyczny tworzy układ nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu.

Summary. After assessing the existing to - date dynamic models of a scraper conveyor with main and ancillary drive the notion of the state of chain tension has been introduced. The notion of initial tension existing so far, has proved insufficient in the dynamic analysis of conveyors. The physical model has a descrete structure in which the chains of the upper and lower branch have been substituted by a finite number of concentrated masses, mass-less elastic links with substitute specific rigidity and contact elements. The drive systems have been modelled by rigid polygons joined by means of viscoflecible links with rotational solids to which reduced driving moments of asynchronous motors were applied. The mathematical model forms a system of nonlinear ordinary differential equations of the second order.

Резоме. Введено понятие"напряженное состояние цени" потому что существующее до этого времени понятие "предварительное натяжение" оказалось недостаточным для динамического анализа конвейеров. Физическая модель имеет дискретную структуру; цепи в верхней инижней ветвях этой модели заменены конечными числами сосредоточенных масс, безмассовыми упругими связями с заменяющей удельной жесткостью и стыковыми элементами. Приводные системы замоделиорваны жестикими многоугольниками, соединенными вязководатливыми, связями с вращающимися глыбами, к которым приложены редуцированные тятовые моменты асинхронных двигателей. Математическая модель создает систему неличейных дифференциальный второго порядка.

WSTĘP

W górnictwie węgla kamiennego przenośniki zgrzebłowe stosowane są od prawie pięćdziesięciu lat. W czasie ich ewolucji zawierały one różne typy łańcuchów pociągowych. W tej rywalizacji łancuchów zwyciężył łańcuch ogniwowy, który posiada najprostszą technologię wytwarzania, a jednocześnie spełnia wszystkie wymagania stawiane łańcuchom eksploatowanym w wyrobiskach ścianowych (możliwość względnego obrotu ogniw w płaszczyźnie poziomej i pionowej, duża wytrzymałość na rozciąganie, łatwe łączenie zerwanych odcinków za pomocą ogniw złącznych). Dotychczas górnicze przenośniki zgrzebłowe posiadały jeden łańcuch środkowy, dwa łańcuchy skrajne i trzy łańcuchy (jeden środkowy i dwa skrajne). Aktualnie największe uznanie wśród użytkowników z kopalń wegla kamiennego zdobyły przenośniki zgrzebłowe z dwoma łańcuchami środkowymi. Są to łańcuchy ogniwowe górnicze wielkości 2x18x64, 2x26x92, 2x30x108, a nawet 2x34x126. Masa jednostkowa łancucha 18x64 wynosi 6,5 kgm⁻¹, łańcucha 26x92 - 14,7 kgm⁻¹, a łańcucha 32x114 już 22,0 kgm⁻¹. Przenośniki te wyposażone są w dwa, trzy lub cztery układy napędowe umieszczone przy wysypie i zwrotni.

Każdy w układów napędowych składa się z silnika asynchronicznego, sprzęgła hydrokinetycznego lub podatnego, reduktora i bębna łańcuchowego. Długość ścianowych przenośników zgrzebłowych stale wzrasta z powodu dążenia do obniżania kosztów wydobycia węgla związanych z drążeniem i utrzymywaniem wyrobisk chodnikowych. W kraju na razie nie przekraca ona 200 m, a za granicą osiąga już 300 m. Wzrasta również moc zainstalowanych silników asynchronicznych, osiągając w kraju 2x90 kW, 3x90 kW lub 4x90 kW (przenośniki standardowe), 2x90x2x132 kW (przenośniki modyfikowane przez użytkowników) 2x250 kW (przenośnik prototypowy), a za granicą 4x250 kW. Ten ciągły trend do zwiększania mocy zainstalowanych silników napędowych wynika nie tylko ze zwiększonej wydajności ścianowych przenośników zgrzebłowych, lecz wywołany jest również często występującymi trudnościami z rozruchem przenośników załadowanych urobkiem. Konsekwencją większych mocy jest z kolei zwiększenie wielkości stosowanych łańcuchów ogniwowych górniczych, wobec zdarzających się zerwań o charakterze zmęczeniowym.

Aktualnie najtańszą drogą do ulepszania przenośników zgrzebłowych są badania modelowe za pomocą adekwatnego modelu dynamicznego. I taki właśnie model zostanie przedstawiony w tej pracy.

Model dynamiczny przenośnika zgrzebłowego

2. DOTYCHCZASOWE MODELE DYNAMICZNE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH

Wśród dotychczas utworzonych modeli dynamicznych o strukturze dyskretnej istnieją następujące:

- model o jednym stopniu swobody przeznaczony do matematycznej analizy drgań samowzbudnych [12],
- model o dwóch stopniach swobody przeznaczony do wyznaczania momentów obrotowych na wałach bębnów łańcuchowych i poboru mocy przez silniki podczas rozruchu niezaładowanego przenośnika zgrzebłowego [9],
- model o dwóch stopniach swobody przeznaczony do badania wpływu rozdziału mocy pomiędzy napęd główny i pomocniczy na rozkład napięć wzdłuż konturu łańcuchowego tylko w przenośniku zgrzebłowym, w którym występują luzy miedzyogniwowe w miejscu zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego [10],
- model o dwóch stopniach swobody przeznaczony do badania wpływu zróżnicowania prędkości kątowych bębnów łańcuchowych (na skutek nabiegania odcinków łańcucha o różnej podziałce) na rozdział mocy pomiędzy napęd główny i pomocniczy, przy założeniu identycznych charakterystyk mechanicznych układów napędowych [1],
- model o dwóch stopniach swobody przeznaczony do badania samego napędu zdwojonego [8]. Badania modelowe drgań skrętnych podczas rozruchu wykazały, że niejednoczesne włączenie silników asynchronicznych w napędzie zdwojonym jest źródłem dużych obciążeń dynamicznych wszystkich elementów układu napędowego.

Oprócz przedstawionych modeli dyskretnych, w literaturze przedmiotu istnieja modele dynamiczne o strukturze ciągłej i dyskretno-ciągłej. W pracy [7] modelem matematycznym przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym są dwa równania różniczkowe cząstkowe drugiego rzędu opisujące ruch gałęzi górnej i dolnej z warunkami brzegowymi uwzględniającymi momenty napedowe silników asynchronicznych i zredukowane momenty bezwładności układów napedowych. Przeznaczeniem tego modelu są teoretyczne badania rozruchu załadowanego przenośnika zgrzebłowego. Modele o strukturze dyskretno-ciągłej występują w [3, 13]. W [3] gałęzie łańcuchów zamodelowano dwoma prętami lepkosprężystymi, a każdy z napędów zdwojonych zamodelowano pięcioma masami skupionymi połączonymi więzami lepko-podatnymi. Przeznaczeniem tego modelu jest wyznaczenie obciążeń dynamicznych wywołanych drganiami samowzbudnymi. Podobną budowę posiadają modele w [13], z tym że uwzględniono tylko napędy pojedyncze. Ich przeznaczeniem jest badanie rozruchu i zjawiska blokowania łańcucha zgrzebłowego w ścianie kombajnowej. W opisywanych modelach

dyskretno-ciągłych wykorzystano klasyczne równania różniczkowe ruchu silników asynchronicznych wyrażających zależność elektrodynamicznego momentu obrotowego silnika od prędkości kątowej wirnika [15].

3. WPROWADZENIE POJĘCIA STANU NAPIĘCIA LAŃCUCHA

W dvnamice górniczych przenośników zgrzebłowych niezbędne jest wprowadzenie pojęcia stanu napięcia łańcucha, ponieważ napięcie wstepne łańcucha okazało się pojęciem niewystarczającym. Napięcie wstępne łańcucha jest to statyczne obciążenie konturu łańcuchowego w czasie postoju przenośnika, mające na celu kompensację wydłużeń sprężystych pojawiających się w ruchu. Podczas ruchu przenośnika zgrzebłowego występują wydłużenia sprężyste łańcucha o charakterze statycznym i dynamicznym. Te pierwsze są wywołane oporami ruchu, a te drugie są wynikiem występujących drgań. W zależności od relacji występującej pomiędzy oporami ruchu i intensywnością drgań a wartością napięcia wstępnego, łańcuch może znajdować się w stanie nieluzowania, w stanie stałego luzowania lub w stanie okresowego luzowania. Stanem nieluzowania łańcucha nazywamy taki stan dynamiczny przenośnika zgrzebłowego, w którym nie występują luzy międzyogniwowe w łańcuchu. Oznacza to, że napięcie wstępne skompensowało całkowicie statyczne i dynamiczne wydłużenie sprężyste. W stanie stałego luzowania luzy międzyogniwowe w łańcuchu występują stale w miejscu jego zbiegania z napędowego bębna łańcuchowego, natomiast w stanie okresowego luzowania występują one okresowo. Ta część napięcia wstępnego łańcucha, która pozostaje po skompensowaniu wydłużeń sprężystych, nazywa się resztowym napięciem wstępnym. Stany napięcia łańcucha można również zdefiniować za pomocą resztowego napięcia wstępnego. Dodatniej wartości resztowego napięcia wstępnego odpowiada stan nieluzowania łańcucha, natomiast wartości zerowej i ujemnej - stan stałego luzowania. W stanie okresowego luzowania łańcucha resztowe napięcie wstępne przyjmuje na przemian wartości dodatnie lub ujemne. Fizykalnie, ujemnej wartości resztowego napięcia wstępnego odpowiada zwisanie łańcucha w miejscu jego zbiegania z napędowego bębna łańcuchowego.

4. MODELOWANIE GÓRNICZYCH PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH

Przez model rozumie się taki dający się pomyśleć lub materialnie zrealizować układ, który odzwierciedlając lub odtwarzając przedmio: badania, zdolny jest zastępować go tak, że jego badanie dostarcza nam nowej informacji o tym przedmiocie [14]. Definicja ta obejmuje zarówno modele myślowe, jak i modele materialne. O modelach myślowych mówi część definicji dotycząca układu dającego się pomyśleć, który odzwierciedla przedmiot badania. W skład modeli myślowych wchodzą modele fizyczne i modele matematyczne. Proces obmyślania modelu fizycznego na podstawie wiedzy i intuicji o znanych i przewidywanych zjawiskach dynamicznych nazywa się modelowaniem fizycznym, zaś proces tworzenia matematycznego opisu ruchu modelu fizycznego jest modelowaniem matematycznym.

4.1. Przenośniki dwułańcuchowe z napędem głównym i pomocniczym

4.1.1. Model fizyczny

W procesie modelowania fizycznego dwułańcuchowych przenośników zgrzebłowych z napędem głównym i pomocniczym dokonano następujących uproszczeń i założeń:

- łańcuchy wykonują tylko drgania podłużne,
- zgrzebła oraz połączenia zgrzebeł z łańcuchami są nieodkształcalne,
- nie występują uderzenia zgrzebeł o styki rynien,
- tarcie zgrzebeł o rynny oraz urobku węglowego o rynny i zastawki zamodelowano tarciem suchym,
- zęby bębnów łańcuchowych są sztywne,
- pominięto zderzenie gniazd z ogniwami ze względu na małą (nie przekraczającą 6 rads⁻¹) prędkość kątową bębnów łańcuchowych,
- poślizg sprężysty i geometryczny ogniw w gniazdach bębnów łańcuchowych [6]
 nie wpływa na przebieg funkcji promieni nabiegania i zbiegania łańcuchów,
- pominięto sztywność zazębienia w reduktorach,
- połączenia lepkosprężyste elementów w układach napędowych posiadają liniowe charakterystyki sprężyste i tłumieniowe,
- w rozpatrywanym przedziale czasu wartości sztywności właściwych więzi sprężystych łańcuchów nie ulegają zmianie,
- sprawności układów napędowych podczas rozruchu są takie same jak w ruchu ustalonym,

- pominięto elektromagnetyczne zjawiska przejściowe w silnikach asynchronicznych ze względu na ich bardzo krótki czas trwania (nie przekraczający 0,3s [11]). Uproszczenie to umożliwiło wykorzystanie statycznych charakterystyk mechanicznych silników asynchronicznych,
- pominięto zjawisko spiętrzania nosiwa przez zgrzebła na początku rozruchu przenośnika zgrzebłowego,
- nie uwzględniono zmiany momentu bezwładności sprzęgła hydrokinetycznego podczas rozruchu wywołanej przepływem cieczy z komory rozruchowej do komory roboczej. Założono, że wartość momentu bezwładności sprzęgła hydrokinetycznego podczas rozruchu jest taka sama jak w ruchu ustalonym.

Łańcuchy w gałęzi górnej i dolnej górniczego przenośnika zgrzebłowego zastąpiono skończoną liczbą mas skupionych, bezmasowymi więziami sprężystymi o zastępczej sztywności właściwej i elementami stykowymi (rys. 1). Zgodnie z modelem Lagrange'a [2] masę kaźdego z j odcinków łańcucha skupiono w jego środku. Do tych punktów zredukowano masę zgrzebł i masę urobku węglowego obciążającego odcinek L/j.

Łańcuchy w gałęzi dolnej podzielono również na j odcinków ze względu na krzywoliniowość trasy przenośnika ścianowego zdeterminowaną warunkami geologicznymi i techniką urabiania. Elementy stykowe występujące w modelu fizycznym modelują możliwość przenoszenia przez łańcuch tylko obciążeń rozciągających. Układy napędowe zastąpiono sztywnymi wielobokami (modelującymi działanie kkół gniazdowych) połączonymi więziami lepkosprężystymi z bryłami obrotowymi. Do wieloboków zredukowano moment bezwładności bębna łańcuchowego, reduktora i członu napędzanego sprzęgła, natomiast do bryły obrotowej zredukowano moment bezwładności członu napędzającego sprzęgła i wirnika silnika asynchronicznego. Zredukowane momenty napędowe silników przyłożono do brył obrotowych. Stworzony model fizyczny o strukturze dyskretnej posiada 4(j+1) stopni swobody. Elementy tłumieniowe narysowano linią cienką, ponieważ modelują one sztuczne tłumienie drgań.

Model fizyczny napędu zdwojonego przedstawiono na rys. 2. M_{A1D} i M_{A2D} są dynamicznymi momentami sił obciążenia kół gniazdowych, natomiast k_{AD} jest sztywnością właściwą skręcenia bębna łańcuchowego, a h_{AD} - tłumieniem wewnętrznym. Wszystkie wielkości z indeksem D dotyczą drugiego układu napędowego w napędzie zdwojonym.



27



Rys. 2. Model fizyczny zdwojonego napędu głównego Fig. 2. A phusical model of a doubled main drive

4.1.2. Model matematyczny

Ruch w modelu fizycznym dwułańcuchowego przenośnika zgrzebłowego z pojedynczym napędem głównym i pomocniczym (rys. 1) opisuje następujący układ nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych drugiego rzędu:

$$\begin{split} \mathbf{m}^{*}_{111} \mathbf{q}_{111} &+ \mathbf{Z}_{111} \mathbf{H}[] \{\mathbf{k}_{11B}(\mathbf{q}_{111} - \varphi_{B}\mathbf{R}_{01B}) + \mathbf{h}_{11B}(\mathbf{q}_{111} - \dot{\varphi}_{B}\mathbf{R}_{01B}) + \\ &+ \mathbf{S}_{111}] - \mathbf{Z}_{112} \mathbf{H}[] \{\mathbf{k}_{111}(\mathbf{q}_{112} - \mathbf{q}_{111}) + \mathbf{h}_{111}(\mathbf{q}_{112} - \mathbf{q}_{111}) + \\ &+ \mathbf{S}_{111}] + \mathbf{W}_{111} + \mathbf{0} \\ & \\ & \\ \mathbf{m}_{111} \mathbf{q}_{111} + \mathbf{Z}_{111} \mathbf{H}[] \{\mathbf{k}_{11}(\mathbf{i}-1)(\mathbf{q}_{111} - \mathbf{q}_{11}(\mathbf{i}-1)) + \mathbf{h}_{11}(\mathbf{i}-1)(\mathbf{q}_{111} - \\ &- \mathbf{q}_{11}(\mathbf{i}-1)) + \mathbf{S}_{111}] - \mathbf{Z}_{11}(\mathbf{i}-1) \mathbf{H}[] \{\mathbf{k}_{111}(\mathbf{q}_{11}(\mathbf{i}+1) - \mathbf{q}_{111}) + \\ &+ \mathbf{h}_{111}(\mathbf{q}_{11}(\mathbf{i}+1) - \mathbf{q}_{111}) + \mathbf{S}_{111}] + \mathbf{W}_{111} = \mathbf{0} \end{split}$$

$$\begin{split} \mathbf{m}^{*}_{11j} \mathbf{q}^{*}_{11j} + \mathbf{Z}^{*}_{11j} \mathbf{H}^{*}_{1} [\mathbf{k}^{*}_{11(j-1)} (\mathbf{q}^{*}_{11j} - \mathbf{q}^{*}_{11(j-1)}) + \mathbf{h}^{*}_{11(j-1)} (\mathbf{q}^{*}_{11j} - \mathbf{q}^{*}_{11(j-1)}) + \mathbf{h}^{*}_{11j}] - \mathbf{Z}^{*}_{11k} \mathbf{H}^{*}_{11k} [\mathbf{k}^{*}_{11k} (\mathbf{\varphi}_{k}^{R}_{01k} - \mathbf{q}^{*}_{11j}) + \mathbf{h}^{*}_{11j}] + \mathbf{h}^{*}_{11k} (\mathbf{\varphi}_{k}^{R}_{01k} - \mathbf{q}^{*}_{11j}) + \mathbf{h}^{*}_{11k} (\mathbf{\varphi}_{k}^{R}_{02k} - \mathbf{q}^{*}_{12j}) + \mathbf{h}^{*}_{12k} (\mathbf{\varphi}_{k}^{R}_{02k} - \mathbf{q}^{*}_{12j}) + \mathbf{h}^{*}_{12k} (\mathbf{q}^{*}_{211} - \mathbf{\varphi}_{k}^{R}_{01k}) + \mathbf{h}^{*}_{21k} (\mathbf{q}^{*}_{211} - \mathbf{\varphi}_{k}^{R}_{01k}) + \mathbf{h}^{*}_{21k} (\mathbf{q}^{*}_{211} - \mathbf{\varphi}_{k}^{R}_{02k}) + \mathbf{h}^{*}_{22k} (\mathbf{q}^{*}_{221} - \mathbf{\varphi}_{k}^{*}_{k}) + \mathbf{h}^{*}_{k} (\mathbf{\varphi}_{k1} - \mathbf{h}^{*}_{k}) + \mathbf{h$$

$$\begin{split} & m_{211} q_{2211} + Z_{211} H[][k_{21(1-1)}(q_{211} - q_{21(1-1)}) + h_{21(1-1)}(\dot{q}_{211} - \dot{q}_{21(1-1)}) + S_{211}] - Z_{21(1-1)} H[][k_{211}(q_{21(1+1)} - q_{211}) + h_{211}(\dot{q}_{21(1+1)} - \dot{q}_{211}) + S_{211}] + S_{211}] + S_{211}] + V_{211} = 0 \\ \\ & m_{21j} \dot{q}_{221j} + Z_{21j} H[][k_{21(j-1)}(q_{211} - q_{21(j-1)}) + h_{21(j-1)}(\dot{q}_{21j} - \dot{q}_{21(j-1)}) + S_{211}] - Z_{21(1-1)} H[][k_{211}(q_{21(1+1)} - q_{211}) + h_{211}(\dot{q}_{21(1+1)} - \dot{q}_{211}) + S_{211}] + S_{211}] + V_{211} = 0 \\ \\ & I_B \ddot{\varphi}_B + Z_{21B} H[][k_{21B}(\varphi_B R_{01B} - q_{21j}) + h_{21B}(\dot{\varphi}_B R_{01B} - \ddot{q}_{21j}) + S_{21B}^2 R_{12B} + Z_{22B}^2 H[][k_{22B}(\varphi_B R_{02B} - q_{22j}) + h_{22B}(\dot{\varphi}_B R_{02B} - \dot{q}_{22j}) + S_{22B}^2 R_{22B} - Z_{111} H[][k_{11b}(q_{111} - \varphi_B R_{01B}) + h_{11B}(\dot{q}_{111} - \dot{\varphi}_B R_{01B}) + S_{11B}^2 R_{11B} - Z_{121} H[][k_{12B}(\dot{q}_{121} - \dot{\varphi}_B R_{02B}) + h_{12B}(\dot{q}_{121} - \dot{\varphi}_B R_{02B}) + h_{12B}(\dot{q}_{121} - \dot{\varphi}_B R_{02B}) + S_{12B}^2 R_{12B} - R_{11B} H[][S_{11B}] R_{11B} - Z_{12B} H[][S_{11B}] R_{11B} - Z_{12B} H[][S_{12B}] R_{12B} - Z_{12B} R_{21B}^2 R_{21B} - Z_{11B} R_{11B} - Z_{12B} R_{12B} R_{12B}$$

i = 2,3,..., j-1 l = 1,2

(4.1)

gdzie:	
ď	- współrzędne translacyjne,
φ	- współrzędne rotacyjne (indeks A dotyczy napędu głównego,
	indeks B - napędu pomocniczego),
н[]	- funkcja Heaviside'a (nawias kwadratowy oznacza zawartość
	argumentu funkcji Heaviside'a),
S	- obciążenie statyczne w łańcuchu (będące funkcją oporów ru-
	chu, resztowego napięcia wstępnego i współczynnika rozdziału
	mocy),
Z	- współczynnik dotyczący zerwania łańcucha (w przypadku nie-
	wystąpienia zerwania łańcuchów Z = 1),
h	- zastępczy współczynnik tłumienia sztucznych tłumików drgań
	podłużnych łańcucha,
R _{11A} , R _{12A}	- funkcje promieni nabiegania łańcucha nr 1 i nr 2 na bęben
	łańcuchowy napędu głównego,
R _{21B} , R _{22B}	- funkcje promieni nablegania łańcucha nr 1 i nr 2 na bęben
	łańcuchowy napędu pomocniczego,
R _{21A} , R _{22A}	- funkcje promieni zbiegania łańcucha nr 1 i nr 2 z bębna łań-
	cuchowego napędu głównego,
R _{11B} , R _{12B}	- funkcje promieni zbiegania łańcucha nr 1 i nr 2 z bębna lań-
	cuchowego napędu pomocniczego,
ROLA, RUZA	- promienie podziałowe kół gniazdowych bębna łańcuchowego A,
R _{01B} , R _{02B}	- promienie podziałowe kół gniazdowych bębna łańcuchowego B,
h _A , h _B	- zastępczy współczynnik tłumienia w napędzie głównym i po-
A 0	mocniczym,
M _A , M _B	- moment napędowy silnika asynchronicznego w napędzie głównym i
	pomocniczym zredukowany na wał bębna łańcuchowego.

W oznaczeniach m^{*}, q, Z, R, S, W z indeksami trójznakowymi, pierwszy znak oznacza numer gałęzi (1 - gałąż górna, 2 - gałąż dolna), drugi znak oznacza numer łańcucha, a trzeci - położenie na konturze łańcuchowym.

Zastępcze drgające masy skupione gałęzi łańcuchów wyznacza się z zależności:

- dla gałęzi górnej:

$$m^{*}_{11i} = \frac{L}{j} (m_{k} + \frac{m_{z}}{2p_{z}} + c_{uli}m_{uli})$$
(4.2)

- dla gałezi dolnej

$$m_{111} = \frac{L}{J} (m_{k} + \frac{m_{z}}{2p_{z}})$$
 (4.3)

gdzie:

 $i = 1, 2, \dots, j$, L długość przenośnika zgrzebłowego, - jednostkowa masa łańcucha ogniwowego, mk m₂ - masa zgrzebła, - podziałka zgrzebeł, P_ - jednostkowa masa urobku węglowego, Muli - współczynnik udziału masy urobku węglowego w drganiach łańcucha. culi

Sztywność właściwą więzi sprężystych łańcuchów wyznacza się z zależności:

$$k_{111} = k_{211} = \frac{JE_{011}}{L}$$
 (4.4)

gdzie:

E_{OLi} - sztywność odcinka łańcucha ogniwowego pomiędzy masami zastępczymi.

Zredukowaną sztywność właściwą skręcania elementu układu napędowego przenośnika zgrzebłowego wyznacza się z zasady równowartości sztywności właściwej skręcania tego elementu w układzie wyjściowym i zredukowanym. Po dodatkowym wykorzystaniu zasady szeregowego połączenia elementów sprężystych, zredukowana sztywność właściwa skręcania układu napędowego (rys. 3) jest równa:

$$k_{A} = k_{B} = \left\{ \frac{1}{k_{1}} + \frac{1}{k_{2}} \left(\frac{z_{2}}{z_{1}} \right)^{2} + \frac{1}{k_{3}} \left(\frac{z_{2}z_{4}}{z_{1}z_{3}} \right)^{2} + \left(\frac{1}{k_{4}} + \frac{1}{k_{K}} + \frac{1}{k_{5}} \right) \left(\frac{z_{2}z_{4}z_{6}}{z_{1}z_{3}z_{5}} \right)^{2} \right\}^{-1}$$

$$(4.5)$$

gdzie:

k1,..., k5 - sztywności właściwe skręcania poszczególnych wałków, z₁,..., z₆ - liczby zębów kół zębatych, - sztywność właściwa skręcania sprzegła. kγ.



Rys. 3. Schemat kinematyczny układu napędowego górniczego przenośnika zgrzebłowego

Fig. 3. A kinematic diagram of the drive system of a mining scraper conveyor

Momenty bezwładności układu napędowego zredukowane na wał bębna łańcuchowego oblicza się następująco:

$$I_{A} = I_{B} = I_{T} + (I_{Ka} + I_{r}) \left(\frac{z_{2}^{2} z_{4}^{2} z_{6}}{z_{1}^{2} z_{3}^{2} z_{5}}\right)^{2}$$
(4.6)

$$I_{A1} = I_{B1} = (I_{M} + I_{Ke}) \left(\frac{z_{2}^{2} z_{4}^{2} z_{6}}{z_{1}^{2} z_{3}^{2} z_{5}}\right)^{2}$$
(4.7)

gdzie:

- I_T, I_M moment bezwładności bębna łańcuchowego i wirnika silnika asynchronicznego,
- IKe, IKa moment bezwładności członu wejściowego i wyjściowego sprzęgła,
 Ir moment bezwładności reduktora zredukowany na wał szybkoobrotowy.

Siły tarcia zewnętrznego w miejscach rozmieszczenia mas zastępczych oblicza się ze wzorów:

w gałęzi górnej (ładownej)

$$W_{111} = 9,81m_{111}[(a_{111} + b_{111}\dot{q}_{111} + c_{111}\dot{q}_{111}^{2} + d_{111}\dot{q}_{111}^{3})sign \dot{q}_{111}cos\gamma_{111} \pm sin\gamma_{111}] + F_{111}\mu_{111}$$
(4.8)

- w gałęzi dolnej (próżnej)

$$W_{21i} = 9,81m_{21i}[(a_{21i} + b_{21i}\dot{q}_{21i} + c_{21i}\dot{q}_{21i}^{2} + d_{21i}\dot{q}_{21i}^{3})sign \dot{q}_{21i}cos\gamma_{21i} \pm sin\gamma_{21i}] + F_{21i}\mu_{21i}$$
(4.9)

gdzie:

i = 1,2,...,j,
a, b, d, d - współczynniki aproksymacji charakterystyki tarcia zewnętrznego,
q - prędkość łańcucha,
y - nachylenie podłużne odcinka L/j przenośnika zgrzebłowego,
F_{11i}, μ_{11i} - siła docisku zgrzebeł do półek profili bocznych rynien i
współczynnik tarcia,
F_{21i}, μ_{21i} - siła docisku zgrzebeł do blachy dennej o współczynnik tarcia.

Siły F_{111} oraz F_{211} występują w stanie nieluzowania łańcuchów na odcinkach krzywoliniowych. Masy m₁₁₁ oraz m₂₁₁ oblicza się ze wzorów (4.2) i (4.3), wstawiając odpowiednio c_{uli} = 1.

Składniki sin γ_{111} oraz sin γ_{211} posiadają dwa znaki. Znaki u góry dotyczą transportu nosiwa po upadzie, a znaki u dołu – po wzniosie.

Współdziałanie bębnów łańcuchowych z łańcuchami zamodelowano okresowo zmiennymi funkcjami promieni nabiegania łańcuchów na bębny łańcuchowe i funkcjami promieni zbiegania łańcuchów z bębnów łańcuchowych (rys. 4). Częstością zmian tych funkcji jest częstość zaaębienia łańcuchowego. Do ich opracowania wykorzystano własną metodę matematycznego opisu położenia ogniw na kole gniazdowym [4]. Współdziałanie kół gniazdowych z łańcuchami



Rys. 4. Geometria łańcuchowego zazębienia specjalnegoFig. 4. The geometry of the specjal chain meshing

ogniwowymi realizowane jest aktualnie przy zazębieniu specjalnym lub zazębieniu normalnym, przy czym zdecydowanie korzystniejsze jest łańcuchowe zazębienie specjalne [5]. Funkcje promieni nabiegania i zbiegania dia łańcuchowego zazębienia specjalnego posiadają następującą postać:

$$R_{nb}(\varphi) = \begin{cases} R_{nt}\cos(\xi_{nt} - \varphi) + \frac{d}{2}\sin\gamma_{nt}, & gdy \quad 0 \le \varphi < \alpha u_{(n+1)} \\ R_{(n+1)p}\cos(\xi_{(n+1)p} - \frac{2\Pi}{z} + \varphi) + \frac{d}{2}\sin(\gamma_{(n+1)p} - \alpha u_{(n+1)} + \varphi), & gdy \quad \alpha u_{(n+1)} \le \varphi > \frac{2\Pi}{z} \end{cases}$$
(4.10)

$$R_{zb}(\varphi) = \begin{cases} R_{ot} \cos(\xi_{ot} - \varphi) + \frac{d}{2} \sin(\gamma_{ot} + \alpha u_1 - \varphi), & gdy \quad 0 \le \varphi < \alpha u_1 \\ R_{1p} \cos(\xi_{1p} - \frac{2\pi}{z} + \varphi) + \frac{d}{2} \sin\gamma_{1p}, & gdy \quad \alpha u_1 \le \varphi \frac{2\pi}{z} \end{cases}$$

przy czym

r

$$\gamma_{\rm nt} = \begin{cases} \frac{m\varphi}{1-m}, & gdy \quad 0 \le \varphi < \frac{(1-m)\rho_0}{m} \\ \rho_0, & gdy \quad \varphi > \frac{(1-m)\rho_0}{m} \end{cases}$$
(4.12)

$$\gamma_{(n+1)p} = \begin{cases} \frac{m(\varphi - \alpha u_{(n+1)})}{1 - m}, & \text{gdy } \alpha u_{(n+1)} < \varphi < \alpha u_{(n+1)} + \frac{(1 - m)\rho_0}{m} \\ \rho_0, & \text{gdy } \varphi \ge \alpha u_{(n+1)} + \frac{(1 - m)\rho_0}{m} \end{cases}$$
(4.13)

$$\gamma_{ot} = \begin{cases} \rho_{o} & , \text{ gdy } 0 \leq \varphi < \alpha u_{1} - \frac{(1-m)\rho_{o}}{m} \\ \frac{m(\alpha u_{1} - \varphi)}{1-m} & , \text{ gdy } \alpha u_{1} - \frac{(1-m)\rho_{o}}{m} \leq \varphi < \alpha u_{1} \end{cases}$$

$$\gamma_{1p} = \begin{cases} \rho_{o} & , \text{ gdy } \alpha u_{1} \leq \varphi < \frac{2\Pi}{z} - \frac{(1-m)\rho_{o}}{m} \\ \frac{m(\frac{2\Pi}{z} - \varphi)}{1-m} & , \text{ gdy } \varphi \geq \frac{2\Pi}{z} - \frac{(1-m)\rho_{o}}{m} \end{cases}$$

$$(4.15)$$

gdzie:

$R_{nb}(\varphi)$	- funkcja promienia nabiegania łańcucha ogniwowego na koło
	gniazdowe,
$R_{zb}(\varphi)$	- funkcja promienia zbiegania łańcucha ogniwowego z koła
20	gniazdowego,
ø	- kąt obrotu koła gniazdowego,
2	- liczba zębów (gniazd) koła gniazdowego,
m	- moduł przegubu łańcucha ogniwowego,
d	- grubość ogniwa,
Po	- kąt tarcia w przegubie łańcucha ogniwowego,
rot, rot	– kąty toczne w przegubach tylnych,
$\gamma_{1n}, \gamma_{(n+1)n}$	- katy toczne w przegubach przednich,
R_{1p} , $R_{(p+1)p}$	- odległości środków przednich przegubów międzyogniwowych od
ip (11.1)p	osi koła gniazdowego,
R _{ot} , R _{pt}	- odległości środków tylnych przegubów międzyogniwowych od
ot nt	osi koła gniazdowego.

4.1.2.1. Modelowanie rozruchu

Do napędu górniczych przenośników zgrzebłowych stosowane są silniki asynchroniczne typu 2SGf. Silniki te o mocy powyżej 45kW posiadają moment rozruchowy większy niż moment krytyczny. Przykładowo, moment rozruchowy silnika o mocy 90 kW posiada wartość 2,7 M_{ns}, natomiast moment krytyczny jest równy 2,4 M_{ns} (M_{ns} = 582 Nm). W takiej sytuacji statyczną charakterystykę mechaniczną silnika asynchronicznego można aproksymować dwiema prostymi: prostą poziomą przechodzącą przez punkt krytyczny 0 i prostą nachyloną przechodzącą przez punkty S i 2 (rys. 5a). Punkt S odpowiada prędkości



Rys. 5. Rzeczywiste (linie krzywe) i aproksymowe (linie proste) charakterystyki napędowe

 a) silnika asynchronicznego typu 2SGf, b) zespołu silnik asynchroniczny-sprzęgło

Fig. 5. Actual (curved lines) and approximated (straight lines) driving characteristics

a) of an asynchronous motor type 2SGf, b) of a unit-asynchronous motor fluid coupling

synchronicznej, natomiast punkt 2 – poślizgowi nominalnemu silnika. Po spadku napięcia zasilania prosta pozioma aproksymowanej charakterystyki statycznej silnika przechodzi przez punkt 0'.

O poprawnym współdziałaniu silnika asynchronicznego ze sprzęgłem hydrokinetycznym decyduje odpowiedni dobór charakterystyki sprzęgła przy $s_h = 1$. Chodzi mianowicie o to, aby charakterystyka sprzęgła hydrokinetycznego przy nominalnym napełnieniu i poślizgu równym 100% przecinała charakterystykę silnika w punkcie 1, a nie w punkcie 0 (rys. 5a). Jest to bardzo istotne, ponieważ sprzęgło hydrokinetyczne jest wrażliwe na dokładność napełnienia cieczą roboczą. Przy napełnieniu sprzęgła większym od nominalnego charakterystyką sprzęgła będzie przecinać charakterystykę silnika w punkcie powyżej punktu 1. Obszar pomiędzy parabolami 1 i 0 zapewnia jeszcze poprawne współdziałanie silnika ze sprzęgłem hydrokinetycznym. Jest to jakby zakres bezpieczeństwa poprawności działania tego zespołu. Gdyby charakterystyka sprzęgła przy napełnianiu nominalnym i poślizgu równym 100% przecinała charakterystykę silnika w punkcie O, to przy niedokładności napełnienia sprzęgła w obszarze Q > Q_n punkt pracy znalazłby się na niestabilnej części charakterystyki silnika asynchronicznego. Wówczas przez uzwojenie silnika przepływać będzie duży prąd powodujący jego nagrzewanie się. W takiej sytuacji rozruch staje się utrudniony lub niemożliwy, a sprzęgło hydrokinetyczne nie spełnia swojej zasadniczej roli, jaką jest zabezpieczenie silnika przec przeciążeniem.

Na wale turbinowym sprzęgła hydrokinetycznego uzyskuje się moment obrotowy o postaci przedstawionej na rys. 5b. Sprzęgło hydrokinetyczne powoduje wygładzenie momentu napędowego silnika asynchronicznego. Wyjściową charakterystykę mechaniczną zespołu silnik asynchroniczny - sprzęgło hydrokinetyczne aproksymowano prostą poziomą przechodzącą przez punkt K i prostą nachyloną przechodzącą przez punkty S i P (punkt P odpowiada sumarycznemu poślizgowi nominalnemu silnika i sprzęgła).

Zredukowany moment napedowy silnika w napędzie głównym wyznacza się z zależności:

$$M_{A} = \begin{cases} M_{AK} & gdy \quad 0 < \dot{\varphi}_{A1} < \dot{\varphi}_{AR} \\ \\ MS_{A}(1 - \frac{1_{\Gamma A}}{\dot{\varphi}_{O}} \dot{\varphi}_{A1}) & gdy \quad \dot{\varphi}_{A1} > \dot{\varphi}_{AR} \end{cases}$$
(4.16)

przy czym:

$$M_{AK} = \left(1 - \frac{\Delta U_A}{U_n}\right)^2 i_{\Gamma A} \eta_A \psi_A M_{nsA}$$
(4.17)

$$\dot{\varphi}_{AR} = \left[1 - \psi_A \left(s_{nsA} + s_{nhA}\right) \left(1 - \frac{\Delta U_A}{U_n}\right)^2\right] \frac{\dot{\varphi}_o}{i_{rA}}$$
(4.18)

$$MS_{A} = \frac{M_{nsa} i_{rA} \eta_{A}}{s_{nsA} + s_{nbA}}$$
(4.19)

M_{AK} - zredukowany krytyczny moment napędowy,
 U_n - rzeczywiste napięcie nominalne sieci elektrycznej,
 ΔU_A - spadek napięcia zasilania silnika w napędzie głównym,
 i_{rA} - przełożenie reduktora,

 η_A - sprawność reduktora,

M_{nsA} - nominalny moment napędowy silnika napędu głównego,

ψ_A - współczynnik wielokrotności momentu nominalnego silnika w napędzie głównym,

s_nsA - rzeczywisty poślizg nominalny silnika asynchronicznego,

 φ_{0} - prędkość synchroniczna wirnika silnika.

Zredukowany moment napędowy silnika w napędzie pomocniczym otrzymuje się wstawiając we wzorach (4.16)÷(4.19) indeks B zamiast indeksu A.

W układach napędowych ze sprzęgłami podatnymi wwspółczynniki ψ_A i ψ_B są stosunkami momentu krytycznego silnika do jego momentu nominalnego, natomiast $s_{nhA} = s_{nhB} = 0$. W układach napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi wartości współczynników ψ_A i ψ_B zależą od konstrukcji i napełnienia sprzęgieł (rys. 5).

Niejednoczesne włączanie silników napędowych w przenośniku zgrzebłowym zamodelowano w postaci:

$$M_{A} = \begin{cases} 0 , gdy \quad 0 < t_{s} < \Delta T_{OA} \\ M_{AK} , gdy \quad t_{s} \ge \Delta T_{OA} \end{cases}$$
(4.20)

$$M_{\rm B} = M_{\rm BK}, \quad \text{gdy} \quad 0 \le t_{\rm s} < \Delta T_{\rm OA} \tag{4.21}$$

gdzie:

ΔT_{OA} - opóźnienie we włączaniu silnika napędu głównego, t_c - bieżący czas symulacji komputerowej.

Warunki początkowe różniczkowych równań ruchu posiadają postać:

$$\varphi_{A}(0) = \varphi_{B}(0) = \varphi_{A1}(0) = \varphi_{B1}(0) = 0$$
(4.22)

$$\dot{\phi}_{A}(0) = \dot{\phi}_{B}(0) = \dot{\phi}_{A1}(0) = \dot{\phi}_{B1}(0) = 0$$
 (4.23)

$$q_{111}(0) = q_{121}(0) = q_{211}(0) = q_{221}(0) = 0$$
 (4.24)

$$q_{111}(0) = q_{121}(0) = q_{211}(0) = q_{221}(0) = 0$$
 (4.25)

i = 1,2,..., j

Model dynamiczny przenośnika zgrzebłowego

Poszczególne masy zastępcze gałęzi górnej i dolnej ruszają po dojściu do nich fal sprężystych wzbudzonych włączeniem silnika odpowiednio w napędzie głównym i pomocniczym. W procesie modelowania rozruchu przenośnika zgrzebłowego założono, że po wlączeniu silnika napędu głównego ruszają jednocześnie wszystkie masy zastępcze gałęzi górnej. a po włączeniu silnika napędu pomocniczego – gałęzi dolnej. Uproszczeń tych dokonano ze wględu na bardzo krótki (nie przekraczający 0,25 s) czas przejścia fali sprężystej przez gałąż górną i jeszcze szybszy – przez gałąż dolną. Stosując przedstawione uproszczenie, symuluje się bardziej rygorystyczne warunki obciążenia układów napędowych na początku rozruchu, aniżeli ma to miejsce w rzeczywistości.

4.1.2.2. Modelowanie ruchu ustalonego

Gdy pragnie się symulować tylko ruch ustalony, wówczas w równaniach ruchu (4.1) należy przyjąć następujące warunki początkowe:

$$\varphi_{A1}(0) = \varphi_{A}(0) = \varphi_{B1}(0) = \varphi_{B}(0) = 0$$
(4.26)

$$\dot{\phi}_{A1}(0) = \dot{\phi}_{A}(0) = \frac{MS_{A} - S_{11A}R_{11A} + S_{21A}R_{21A}}{MS_{A} \frac{irA}{\phi_{0}}}$$
(4.27)

$$\dot{\phi}_{B1}(0) = \dot{\phi}_{B}(0) = \frac{MS_{B} - S_{11B}R_{11B} + S_{21B}R_{21B}}{MS_{B} \frac{1}{\phi_{0}}}$$
(4.28)

$$q_{111}(0) = q_{211}(0) = 0$$
 (4.29)

$$\dot{q}_{111}(0) = \dot{\phi}_{A}(0)R_{11A}(0)$$
 (4.30)

$$q_{21i}(0) = \varphi_{B}(0)R_{21B}(0)$$
 (4.31)

i = 1,2,...,j

Zredukowane momenty napędowe silników w napędzie głównym i pomocniczym posiadają następującą postać:

$$M_{A} = MS_{A} \left(1 - \frac{i_{rA}}{\dot{\phi}_{o}} \dot{\phi}_{A1} \right)$$
(4.32)

$$M_{\rm B} = MS_{\rm B} \left(1 - \frac{i_{\rm FB}}{\dot{\phi}_{\rm o}} \dot{\phi}_{\rm B1} \right) \tag{4.33}$$

4.1.2.3. Modelowanie zerwania łańcucha

Trywialnym skutkiem zerwania łańcuchów w przenośnikach zgrzebłowych jest zakłócenie procesu transportowego. Jednak od chwili zerwania łańcucha do chwili wyłączenia silników napędowych upływa od kilkunastu do kilkudziesięciu sekund, w czasie których występują niezbadane dotychczas zjawiska dynamiczne. W chwili zerwania łańcucha część jego energii potencjalnej przekształca się w energię kinetyczną rozerwanego ogniwa, a pozostała część energii potencjalnej zamienia się w energię kinetyczną obydwóch końców zerwanego łańcucha.

W chwili zerwania łańcucha następuje gwałtowna zmiana obciążenia przenośnika zgrzebłowego, stanowiąca dodatkowe źródło wzbudzenia drgań. W zbiorze danych programu komputerowego deklaruje się miejsce i czas zerwania jednego lub dwóch łańcuchów w gałęzi górnej lub dolnej. Gdy bieżący czas symulacji komputerowej osiągnie deklarowany czas zerwania, wówczas:

- w miejsce obciążeń statycznych w łańcuchu S podstawiane jest obciążenie SZ (SZ jest obciążeniem statycznym w danym miejscu konturu łańcuchowego po zerwaniu łańcucha),
- jeżeli zerwania łańcucha wystąpiło w gałęzi górnej, to zerują się: współczynnik Z w lewostronnym otoczeniu miejsca zerwania i wszystkie współczynniki Z na prawo od tego miejsca, a dotyczące gałęzi górnej,
- jeżeli zerwanie łańcucha nastąpiło w gałęzi dolnej, to zerują się: współczynnik Z w prawostronnym otoczeniu miejsca zerwania i wszystkie współczynniki Z na lewo od tego miejsca, a dotyczące gałęzi dolnej,
- pozostałe współczynniki Z są nadal równe 1.

5. ZAKOŃCZENIE

Utworzony model dynamiczny przenośnika zgrzebłowego z napędem głównym i pomocniczym w pełni odzwierciedla przedmiot badania. Został on zweryfikowany doświadczalnie za pomocą sześciu czasowych charakterystyk dynamicznych. Przedstawiony model stwarza ogromne możliwości badawcze w trzech obszarach:

- a) badania modelowe zjawisk dynamicznych występujących w przenośnikach zgrzebłowych aktualnie wytwarzanych, których celem jest wspomaganie wnioskowania z badań doświadczalnych,
- b) badania modelowe przenośników zgrzebłowych z możliwością dowolnej zmiany wartości poszczególnych parametrów i warunków obciążenia nosiwem, których celem jest poszukiwanie parametrów optymalnych,
- c) badania modelowe już na etapie projektowania przenośników zgrzebłowych nowych generacji, bez potrzeby budowy kosztownych prototypów.

Na bazie utworzonego modelu dynamicznego opracowano program komputerowy, który umożliwia symulację: niejednoczesnego włączenia silników napędowych, nie jednakowych charakterystyk mechanicznych napędu głównego i pomocniczego, spadku napięcia zasilania silników asynchronicznych, dowolnych parametrów struktury układów napędowych, rozruchu i ruchu ustalonego przenośnika ze sprzegłami sztywnymi, podatnymi lub hydrokinetycznymi, nie jednakowego napięcia wstępnego łańcuchów, nierównomiernego obciążenia łańcuchów urobkiem weglowym w przekroju poprzecznym rynny, zjawiska wykolejenia zgrzebeł, wszystkich stanów napięcia łańcuchów, nachylenia i krzywoliniowości trasy łańcuchowych, przenośnika, rodza iów zazębień dowolnych parametrów masowo-sprężysto-tłumieniowych układu łańcuchowego i układów napędowych, dowolnego obciażenia nosiwem, dowolnej prędkości transportowania, dowolnej charakterystyki tarcia zewnętrznego i zerwania łańcuchów.

LITERATURA

- Ahrens K.- Die Antriebsbelastungen kettengetriebene Strebbetriebsmittel durch unterschiedliche Kettenlängungen. Glückauf Forschunshefte 1981, nr 3.
- [2] Bishop R.E.D., Gladwell G.M.L., Michaelson S. Macierzowa analiza drgań. WNT, Warszawa 1972.

- [3] Cugreev L.I. Rasczot dinamiczeskich usilij w mascnych skrebkowych konveerach z dwumia konciewymi priwodami. Szachtnyj i Kariernyj Transport 1978, nr 4.
- [4] Dolipski M.- Matematyczny opis położenia ogniw łańcucha górniczego na napędowym kole gniazdowym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl. Górnictwo 1982, nr 126.
- [5] Dolipski M., Osadnik J. Poślizg sprężysty i geometryczny ogniw łańcucha górniczego i gniazdach koła łańcuchowego. Przeglad Górniczy 1986, nr 6.
- [7] Henkel E.H. Experimentelle und theoretische Untersuchung des Anlanfsvorgangs von Zweikettenkratzerförderern. Diss. RWTH, Aachen 1971.
- [8] Henkel E.H., Ahrens K., Dembeck R. Das Drehschingungsverhalten von drehelastisch gekuppelten T-Antrieben beim Anlauf von Kettenkratzerfor derern. Glückauf Forschungshefte 1981, nr 1.
- [9] Laege J.- Theoretische und experimentelle Untersuchungen über Leistungen und Drehmomente an elektromechanischen Antrieben mit unterschiedlichen Einschaltezeiten von Zweikettenkratzerforderern im Untertagebetrieb des Steinkohlenbergbans. Diss. RWTH, Aachen 1969.
- [10] Pollmeier H. Ein mathematisches Modell eines Kettenkratzerforderers. Gluckauf Forschungshefte 1974, nr 6.
- [11] Puchała A. Dynamika maszyn i układów elektromechanicznych. PWN, Warszawa 1977.
- [12] Sann B. Der Kettenkratzerforderer, seine Forderungsmöglichkeiten und seine statischen und dynamischen Beanspruchungen. Diss. Montanuniversitat, Leoben 1976.
- [13] Skorochumow B.A. Niekotoryje problemy dinamiki zabojnych skrebkowych konveerow. Procznost i dołgowiecznost gornych maszin 1973, nr 2.
- [14] Sztoff W. Modelowanie i filozofia. PWN, Warszawa 1972.
- [15] Wejc W.L., Koczura A.E., Martynienko A.M. Obliczenia dynamiki napędów maszyn. WNT, Warszawa 1975.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Sylwester MARKUSIK

Wpłynęło do Redakcji w maju 1991r.

A DYNAMIC MODEL OF A SCRAPER CONVEYOR

Abstract

In the dynamics of the mining scraper conveyors it is necessary to introduce the notion of the state of chain tension because the initial tension of the chain turned out to be insufficient. The initial chain tension is the static load of the chain contour at standstill, the aim of which is the compensation of the elastic elongations appearing in motion. During the starting of a zcraper conveyor there occur elastic elongations of the chain, of static and dynamic character. The first are caused by the resistances of motion and the latter are the result of the occurring vibrations. Dependding the relation petween the resistances of motion and intensity of on vibrations, and the value of the initial tension, the chain may be in the state of no-slackening, in the state of constant slackening or in the state of periodic slackening. The state of no-slackening of chain is such a dynamic state of the scraper conveyor in which there are no inter-link clearances in the chain. This means that the initial tension fully compensated the static and dynamic elastic elongation. In the state of constant slackening the inter-link clearances occur constantly in the place of its coming from the driving chain drum, however, in the state of periodic slackening these occur periodically.

The chains in the upper and lower branch of the mining scraper conveyor have been substituted by a finite number of concentrated mass, no-mass elastic links of substutute specific rigidity and contact elements (fig. 1). In accordance with Lagrange's model (2), the mass of each j section of the chain was concentrated in its centre. To these points the mass of scrapers and the mass of coal winnings loading the section L/j were reduced.

The chains in the lower branch were also divided into j sections on account of the curvilinearity of the scraper conveyor route determined by the geological conditions and the technique of mining. The contact elements occurring in the physical model, model the possibility of transferring, by the chain, of tensile loads only. The driving systems were substituted by rigid polygons (modelling the performance of the socket wheels) connected by viscoelastic links with the bodies of revolution. Reduced to pologons were the moment of inertia of the chain drum, of the reducer and driving member of the coupling, whereas to the body of revolution was reduced the moment of inertia of the driving member of the coupling and impeller of the asynchronic motor. The reduced driving moments of the motor were applied to the modies of revolution. The created physical model of dicrete structure has 4(j+1) degree of freedom. The damping elements have been drawn with a thin line: these model the artificial damping of vibrations.

The dynamic model presented creates great research possibilities in three areas:

- a) model studies of the dynamic pheonomena occuring in the scraper conweyors now manufactured, the aim of which is the assisting in the conclusions from experimental studies,
- b) model studies of scraper conveyors with a possibility of arbitrary change of the values of the particular parameters and the conditions of loading with the material handled, the aim of which is the search for the optimum parameters.
- c) model studies already in the stage of designing of new generation scraper conveyors, without the need for the muilding of costly prototypes.