ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1977
Seria: GÓRNICTWO z. 81 Nr kol. 548

KONFERENCJA: MODELOWANIE GÓRNICZYCH MASZYN WYCIĄGOWYCH
9 - 10.XII.1977

ANNA KLICH
MARIAN WÓJCIK
STANISŁAW BIAŁAS
AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA
KRAKÓW

MODELOWANIE MECHANICZNE URZĄDZEŃ WYCIĄGOWYCH DLA ANALIZY PROCESU AWARYJNEGO HAMOWANIA

Dla urządzeń wyciągowych wielolinowych opracowano dyskretny model mechaniczny. Zastosowano metodę dyskretnego modelowania elementów z ciągłym rozłożeniem masy, opierając się na porównywaniu częstości drgań własnych. Na elektronicznej maszynie cyfrowej symulowano proces awaryjnego hamowania, zakładając przebieg siły hamowania pochodzącej od zewnętrznego urządzenia hamującego zainstalowanego na wlnych drogach przejazdu. Rozpatrzono dwa sposoby realizacji procesu: równoczesne hamowanie obu naczyń i hamowanie naczynia w wieży.

Opracowany model i sposób symulacji na maszynie cyfrowej umożliwiają analizę parametrów kinematycznych i dynamicznych procesu awaryjnego hamowania rozpatrywanego wyciągu.

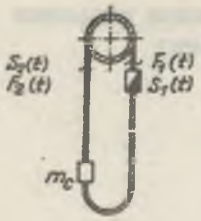
1. Wprowadzenie

Opracowanie mechanicznych modeli urządzeń wyciągowych jest niezbędne dla poznania dynamiki procesów które mają miejsce w czasie ich pracy. szczególnego znaczenia nabierają te opracowania wtedy, gdy z przyczyn technicznych nie ma możliwości przeprowadzenia badań na obiekcie rzeczywistym. Rozpatrywanie zjawisk na drodze teoretycznej staje się tu jedyną drogą do rozwiązania problemów związanych z eksploatacją urządzeń.

Takim problemem jest awaryjne hamowanie urządzeń wyciągowych z naczyniami o udźwigu 300 - 500 kN, głębokości ciągnienia 1000 - 1500 m. W związku z koniecznością opracowania konstrukcji nowych urządzeń hamujących zapewniających bezpieczeństwo ruchu wyciągów o tak dużych wartościach parametrów technicznych zaistniała konieczność poznania na drodze teoretycznej zjawisk zachodzących w układzie mechanicznym wyciągu w czasie awaryjnego hamowania. W tym celu opracowano mechaniczny model wyciągu, który zostanie przedstawiony poniżej.

2. Założenia i analiza układu

Model opracowano dla urządzenia wyciągowego wielolinowego z maszyną usytuowaną na wieży, której koło pędne jest napędzane dwoma silnikami wolnoobrotowymi prądu stałego. Założono brak kół odchylających z uwagi na przewidywana układy naczyń w tarczy szybowej. Urządzenie to wyposażone jest w dwa naczynia skipowe. Ponieważ model ma obrazować stan przejazdu przez naczynie skrajnych poziomów naczynie załadowane znajduje się w wieży szybu, natomiast pusty skip w rząpiu. Na rys. 1 przedstawiono mechaniczny schemat modelowanego wyciągu.



Rys. 1 Schemat mechaniczny modelowanego wyciągu

Przyjęto, że w momencie przejazdu skrajnych poziomów naczynia wyciągowe poruszają się z prędkością równą prędkości jazdy ustalonej wyciągu, a od chwili przejazdu poziomów silniki napędowe nie działają na koło pędne momentem obrotowym. Mając na uwadze rozważania zawarte w pracach [1] [3] [4] model wyciągu uproszczono rozpatrując układ złożony z lin, naczyń i koła pędnego w którym skupiono zredukowany moment bezwładności części napędowej pomijając jej podatność. Przy rozpatrywaniu procesu awaryjnego hamowania, które odbywa się na stosunkowo krótkiej drodze, wydaje się możliwym do pominięcia uwzględnienie w modelu zmian długości gałęzi lin po obu stronach koła pędnego. Zmiana tych długości jest mała w porównaniu do całej długości gałęzi wynoszącej 1000 m lub 1500 m.

Występowanie w układzie mechanicznym wyciągu połączonych elementów masowych z których jedne możemy traktować jako ciągłe a drugie jako dyskretne warunkują sposób matematycznego opisu ruchu rozważanego modelu tego układu. Dyskretny model urządzenia wyciągowego pozwoli na opisanie ruchu przy pomocy najprostszych równań różniczkowych zwyczajnych.

Liny nośne i wyrównawcze, które można potraktować jako elementy z ciągłym rozłożeniem masy dyskretyzowano przy pomocy sposobu wprowadzonego przez Lagrange'a. Liczbę mas skupionych modelujących masy lin dobrano tak, aby zachować podobieństwo parametrów charakteryzujących drgania modelu ciągłego i dyskretnego. Można przyjąć że istotnym parametrem adekwatności uproszczonego modelu dyskretnego do modelu ciągłego wyciągu jest równość pierwszych dwóch częstości drgań własnych obu układów. W pracy [5] przeprowadzono pewne rozważania na temat wartości błędu w określaniu częstości drgań własnych modelu dyskretnego o różnej liczbie mas modelujących masy rozłożone w sposób ciągły, w stosunku do modelu ciągłego. Na podstawie tych rozważań uznano że liczba mas skupionych modelujących element ciągły większa od trzech może dawać już zadowalające wyniki jeśli chodzi o odpowiedniość wartości częstości drgań własnych modelu dyskretnego i ciągłego. Porównywano częstości drgań własnych modeli w których masę każdej z obu gałęzi lin zastępowano jedną, trzema bądź sześcioma masami skupionymi. W wyniku tych porównań uznano, że najbardziej zbliżone wartości częstości drgań własnych w stosunku do modelu ciągłego posiada model dyskretny w którym masę tak lin nośnych jak i wyrównawczych skupiono

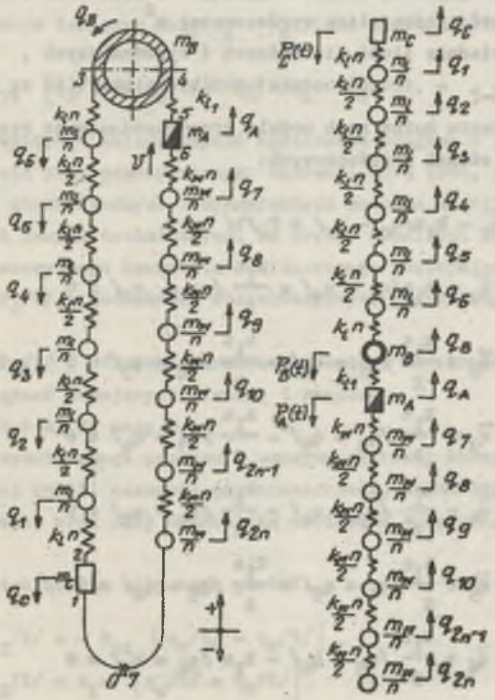
w sześciu punktach.

Gałęzie lin podzielono więc na sześć równych odcinków skupiając odpowiadające im masy w środkach długości tych odcinków. Tak otrzymane masy połączono szeregowo nieważkimi więzami sprężystymi. W stosunku do lin przyjęto ponadto następujące założenia:

- liny w zakresie działających sił podlegają prawu Hooke'a i mają stały moduł sprężystości
- liny tworzące gałąź posiadają jednakowy naciąg
- liny biegnące równolegle tworzą jeden element sprężysty
- liny nie ulegają drganiom poprzecznym.

Sprężystość pozostałych elementów wyciągu zaniedbano jako pomijalnie małą w stosunku do sprężystości lin. Ponieważ model ma mieć zastosowanie tylko przy analizie dynamicznej awaryjnego hamowania, wydaje się dopuszczalnym pominięcie tłumienia wewnętrznego w linach przede wszystkim ze względu na bardzo krótki czas jaki wpływa od chwili rozpoczęcia procesu do pojawienia się ekstremalnych sił w linach. Naczynia wydobywcze potraktowano jako elementy sztywne skupiając ich masy w środkach ciężkości. Masy stosunkowo krótkich odcinków lin znajdujących się nad naczyniem w wieży i pod naczyniem w rząpiu włączono do mas modelujących te naczynia m_A i m_C.

Na rys. 2 przedstawiono dyskretny model urządzenia wyciągowego o piętnastu stopniach swobody.



Rys. 2 Uproszczony dyskretny model urządzenia wyciągowego

Symulacja awaryjnego hamowania odbywa się poprzez działanie sił $P_A/t/$ i $P_C/t/$ modelujących działanie urządzeń hamujących, na masy m_A i m_C które modelują naczynia wyciągowe. Siła $P_B/t/$ modeluje działanie hamulca bezpieczeństwa. Stałe sprężystości zastępczych więzów sprężystych obliczono wg. poniżej podanych zależności:
Dla więzów odpowiadających linom nośnym

$$k_1 = i_1 \frac{2E A_{11}}{l_{2-3}} \quad N/m \qquad /1.1./$$

$$k_{11} = i_1 \cdot \frac{E A_{11}}{l_{4-5}} \quad N/m \qquad /1.2/$$

a dla więzów odpowiadających linom wyrównawczym

$$k_w = i_w \frac{2E A_{w1}}{l_{6-7}}, \quad N/m \qquad /1.3/$$

gdzie:

E – moduł sprężystości podłużnej lin N/m^2,
A_{11} – przekrój jednej liny nośnej m^2,
A_{w1} – przekrój jednej liny wyrównawczej m^2,
i_1, i_w – odpowiednio ilość lin nośnych i wyrównawczych,
l_{2-3}, l_{4-5}, l_{6-7} – długość odpowiednich odcinków lin wg rys. 2.

W myśl zasady d'Alemberta można ruch modelu przedstawionego na rys. 2 opisać następującym układem równań różniczkowych:

$$\begin{aligned}
&-m_C\ddot{q}_C - k_1 n/q_C - q_1/ = P_C/t/ \\
&-\frac{m_1}{n}\ddot{q}_1 + k_1 n/q_C - q_1/ - \frac{k_1 n}{2}/q_1 - q_2/ = 0 \\
&-\frac{m_1}{n}\ddot{q}_2 + \frac{k_1 n}{2}/q_1 - q_2/ - \frac{k_1 n}{2}/q_2 - q_3/ = 0 \\
&-\frac{m_1}{n}\ddot{q}_3 + \frac{k_1 n}{2}/q_2 - q_3/ - \frac{k_1 n}{2}/q_3 - q_4/ = 0 \\
&-\frac{m_1}{n}\ddot{q}_4 + \frac{k_1 n}{2}/q_3 - q_4/ - \frac{k_1 n}{2}/q_4 - q_5/ = 0 \qquad /1.4/ \\
&-\frac{m_1}{n}\ddot{q}_5 + \frac{k_1 n}{2}/q_4 - q_5/ - \frac{k_1 n}{2}/q_5 - q_6/ = 0 \\
&-\frac{m_1}{n}\ddot{q}_6 + \frac{k_1 n}{2}/q_5 - q_6/ - k_1 n/q_6 - q_B/ = 0 \\
&-m_B\ddot{q}_B + k_1 n/q_6 - q_B/ + k_{11}/q_A - q_B/ = P_B/t/
\end{aligned}$$

$$- m_A \ddot{q}_A - k_{11} /q_A - q_B/ + k_w n/ q_7 - q_A/ = P_A/t/$$

$$- \frac{m_w}{n} \ddot{q}_7 - k_w n /q_7 - q_A/ + \frac{k_w n}{2} / q_8 - q_7/ = 0$$

$$- \frac{m_w}{n} \ddot{q}_8 - \frac{k_w n}{2} /q_8 - q_7/ + \frac{k_w n}{2} /q_9 - q_8/ = 0$$

$$- \frac{m_w}{n} \ddot{q}_9 - \frac{k_w n}{2} /q_9 - q_8/ + \frac{k_w n}{2} /q_{10} - q_9/ = 0$$

$$- \frac{m_w}{n} \ddot{q}_{10} - \frac{k_w n}{2} /q_{10} - q_9/ + \frac{k_w n}{2} / q_{2n-1} - q_{10}/ = 0$$

$$- \frac{m_w}{n} \ddot{q}_{2n-1} - \frac{k_w n}{2} /q_{2n-1} - q_{10}/ + \frac{k_w n}{2} /q_{2n} - q_{2n-1}/ = 0$$

$$- \frac{m_w}{2} \ddot{q}_{2n} - \frac{k_w n}{2} /q_{2n} - q_{2n-1}/ = 0.$$

W czasie symulowanego procesu hamowania siły w więzach sprężystych winny się charakteryzować mniejszymi wartościami od sił ciężkości w danym punkcie wyciągu. Wyraża się to odpowiednim układem nierówności, które muszą być prawdziwe, aby spełniony był układ równań /1.4/. Przykładowo można podać że siła sprężystości w elemencie sprężystym łączącym masy m_A i m_B winna spełniać nierówność:

$$k_{11} \left[q_A/t/ - q_B/t/\right] \leqslant /m_A + m_w/ g . \qquad /1.5/$$

Dla rozwiązania powyższego układu równań opracowano program w języku Fortran. Program ten umożliwia przy pomocy maszyny cyfrowej Odra 1304, przeprowadzenie analizy parametrów kinematycznych i dynamicznych procesu awaryjnego hamowania wyciągu o dowolnych danych technicznych. Na drodze symulacji cyfrowej możliwe jest analizowanie awaryjnego hamowania realizowanego następującymi sposobami:

- siłami $P_A/t/$ i $P_C/t/$ o jednakowej charakterystyce przyłożonymi równocześnie do mas m_A i m_C
- siłami $P_A/t/$ i $P_C/t/$ o różnych charakterystykach w zależności od parametrów stosowanych urządzeń hamujących w wieży i rząpiu
- siłą $P_A/t/$ przyłożoną do masy m_A.

Rozwiązania symulowanego procesu z maszyny cyfrowej otrzymano w postaci tabel podających dla danej chwili czasowej przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia wszystkich mas modelu, oraz siły dynamiczne w więzach sprężystych po obu stronach koła pędnego.

Równania opisujące te siły mają postać:

$$F_1/t/ = - k_{11} \left[q_A/t/ - q_B/t/\right] \qquad /1.6/$$

$$F_w/t/ = k_1 n \left[q_n/t/ - q_B/t/\right]. \qquad /1.7/$$

Obliczeniowe siły obciążające liny po obu stronach koła pędnego są określone następująco:

$$S_1/t/ = F_1/t/ + F_{1\ stat} \qquad /1.8/$$

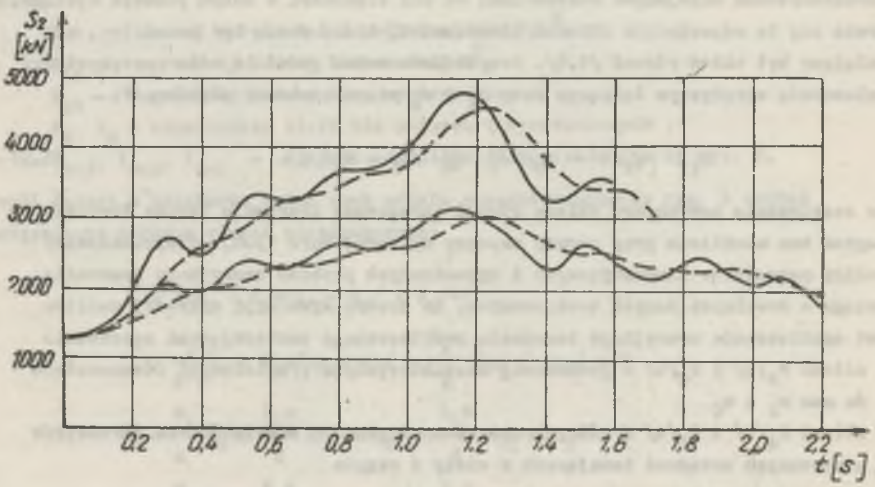
$$S_2/t/ = F_2/t/ + F_{2\ stat}, \qquad /1.9/$$

gdzie:

$$F_{1\ stat} = /m_A + m_w/\ g \qquad /1.10/$$

$$F_{2\ stat} = /m_1 + m_C/\ g\ . \qquad /1.11/$$

Analizując wartości powyższych parametrów w czasie symulowanego procesu awaryjnego hamowania można ocenić czy jego przebieg odpowiada wcześniejszym założeniom czy nie. Na rys. 3 pokazano przykładowo otrzymany z maszyny cyfrowej przebieg obliczeniowych wartości sił obciążających przekrój lin nośnych znajdujących się nad hamowanym naczyniem w wieży.



Rys. 3 Otrzymane przebiegi sił obciążających liny poniżej koła pędnego dla wyciągu Q=500 kN i H=1500 m w czasie awaryjnego hamowania

[1] Groszko O.A., Sawin G.N.: Wwiedienije w mechaniku dieformirujemych odnorodnych tieł pieremiennoj dliny. Kijew 1971, Naukowa Dumka

[2] Klich A., Wójcik M.: Analiza teoretyczna procesu hamowania maczyń wydobywczych o znacznej ładowności. Wrocław styczeń-luty 1977 nr 1 Cuprum.

[3] Knop H.: Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych. Zeszyty Naukowe AGH, Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa z. 67/1975.

[4] Niestierow A.P.: O priwiedienii raspriedielonnych mass kanałow mnogokanatnoj podjomnoj ustanowki. Woprosy Rudnicznogo Transporta Wyp. 10 Niedra Moskwa 1967.

[5] Wójcik M.: Analiza dynamiczna procesu awaryjnego hamowania urządzenia wyciągowego po przejeździe skrajnych poziomów. Praca doktorska kraków 1976

MECHANICAL MODELIING OF THE HOISTING EQUIPMENT FOR EMERGENCY BRAKING PROCESS ANALYSIS

The article presents theoretical analysis of the dynamics of the emergency braking process of the hositing equipment with capacity 500 kN and 1500 m hoisting length. For this hoist a discrete mechanic archtype with Fiveteens degrees of freedom has been elaborated. A system of differential equations for motion of this archtype is qiven. By simulation on the ODRA 1304 computer, with four varions exciting Forces characteristics, the dynamic forces transients in hoisting ropes and gin tubs braking distances hare been qiven. The results obtained enable elaboration of brief fordesigns for new hoists with so high capacity and hoisting depth. Possibilities for technical realization of the two emergency braking methods are discussed.

Механические моделирование шахтной подбемной установки для анализа аварийного торможения

В статье представлен теоретический анализ динамики процесса аварий торможения подбемной установки грузоподбёмносьа 500 кН и глубине подъёма 1500 м. Для такого подъёма разработана дискретная механическая модель с пятнадцатью степенями свободы. Подана схема дифференциальных уравнений движения этой модели. Путем моделирования на цифровой машине Одра 1304, при четырёх разных характеристиках возмущающих сил, получены дороги динамических сил в канатах, а также перемещения сосудов, соответствующие длине дорог торможения. Получено данные, позволяющие разработать конструкции новых тормозных установок, приспособленных к подбёмам такой большой грузоподъёмности и глубине подъёма. Представлено также мнение по техническим возможностям реализации обсуждаемых двух способов аварийного торможения.