

MARIAN WÓJCIK*

MODELE GÓRNICZEGO WYCIĄGU SZYBOWEGO DO ANALIZY AWARYJNEGO PRZEJAZDU NACZYNIAMI POŁOŻEŃ KRAŃCOWYCH

MODELS OF THE MINE SHAFT HOIST INSTALLATION FOR THE ANALYSIS OF THE CONVEYANCE EMERGENCY OVERWINDING THE BOUNDARY POSITIONS

W artykule przedstawiono zagadnienie modelowania układu mechanicznego górniczego wyciągu szybowego dla symulacji jednego z najgroźniejszych stanów awaryjnych, jakim jest przejazd naczyniami położeń krańcowych. Zaprezentowany przegląd modeli mechanicznych wyciągu górniczego pozwala na wybór jednego z nich do analizy procesu awaryjnego hamowania naczyń.

Na ogólnym schemacie wyciągu górniczego z maszyną usytuowaną na wieży scharakteryzowano jego główne elementy oraz ich kinematykę. Następnie omówiono siły i momenty sił przyłożone do modelu symulującego stan awaryjnego hamowania wyciągu. Podano przyjmowane przy modelowaniu lin, naczyń oraz maszyny wyciągowej założenia oraz uproszczenia. Przedstawiono podstawowy model wyciągu o parametrach rozłożonych z naczyniami w skrajnych położeniach, w których wielkości fizyczne wyrażone są przez funkcje zmiennych ciągłych. Zależności pomiędzy tymi wielkościami określają równania różniczkowe cząstkowe. Dla takiego modelu podano równania ruchu elementarnych odcinków lin wraz z warunkami brzegowymi i początkowymi.

Następnym opisywanym modelem jest model będący wynikiem rozbicia układu mechanicznego wyciągu na dwa niezależne układy. Taki model, z zadaną funkcją prędkości górnego końca liny dla przypadku hamowania opuszczanej masy, przedstawia rysunek 4. Dla tego modelu również podano równania ruchu oraz warunki brzegowe.

Z grupy modeli o parametrach skupionych przedstawiono model, w którym zdyskretyzowano masy lin nośnych i wyrównawczych sposobem Lagrange'a. Otrzymano model opisany układem n równań różniczkowych zwyczajnych. Podano układ równań dla tego modelu z siłami wymuszającymi hamowanie naczyń.

Ostatnim przedstawionym modelem wyciągu szybowego jest model uwzględniający drgania wzdłużne lin, drgania poprzeczne odkształcalnego naczynia oraz wzajemne sprzężenie tych drgań. Dla tego modelu podano równanie równowagi dynamicznej elementarnego odcinka liny oraz wyrażenie na siłę dynamiczną w linie.

Na zakończenie poddano dyskusji zagadnienia związane z określeniem rzeczywistych wartości parametrów, które są potrzebne do opracowania matematycznego zapisu modelu danego wyciągu. Wyróżcono uwagę na zapis funkcji sił wymuszających hamowanie oraz zagadnienie uwzględniania

* KATEDRA TRANSPORTU LINIOWEGO, WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ I ROBOTYKI, AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA, 30-059 KRAKÓW, AL. MICKIEWICZA 30, POLAND

w analizie procesu awaryjnego hamowania siły hamulca bezpieczeństwa maszyny wyciągowej i momentu napędowego silnika tej maszyny. Przedstawiono również teoretyczne przebiegi wartości momentu napędowego w funkcji czasu dla silników maszyny wyciągowej pracujących w dwóch różnych układach elektrycznych zasilania.

Słowa kluczowe: model urządzenia wyciągowego, droga naczynia wyciągowego poniżej i powyżej położenia technologicznego, graniczne położenia technologiczne naczyń wyciągowych, urządzenia wyciągowe

The problem of modeling the mechanical system of the mine shaft hoist installation for simulation one of the most dangerous emergency states which is the conveyance overwinding the boundary positions has been discussed in the paper. Presented review of the mechanical models of the hoist installation allows to choose one of them for the analysis of the conveyance emergency braking process.

On the scheme of the mine hoist installation with the tower mounted machine its main elements and kinetics were characterized. Forces and torques acting on the model simulating the state of conveyance emergency braking were then discussed. Assumptions and simplifications assumed in modeling ropes, conveyances and the hoist installation were given. The basic model of the hoist installation with parameters distributed with conveyances in boundary positions, in which physical quantities are expressed by continuous variable functions were presented. Partial differential equations determine dependencies between these quantities. The equation of motion for the elementary rope segments with boundary and initial conditions for such model was given.

The next model is a result of splitting the hoist mechanical system into two independent systems. Such a model with the assigned function of velocity of the upper rope end in the case of braking the descending cage was presented in figure 4. Equation of motion and boundary conditions for this model were given. From the group of models with concentrated parameters the mode, in which hoist and balance rope masses were digitized by Lagrange's method, was presented. The model described by the system of n ordinary differential equations was obtained. System of equations for this model with conveyance braking forces was given as well.

The last presented hoist installation model takes into account rope longitudinal oscillations, transverse oscillations of the deformable conveyance and reciprocal coupling of these oscillations. For this model the equation of dynamic equilibrium of the elementary rope segment and the expression for dynamic force acting in a rope were given.

In the last chapter the problem of determining the actual values of parameters which are indispensable to elaborate the mathematical model of the hoist installation was discussed. Attention was paid to the record of the braking force functions and the problem of taking into account the force from the emergency brake of the hoist machine and driving torque from the motor of the machine in the analysis of emergency braking process. Theoretical runs of drive torque in function of braking time for hoist installation motors operating in two different electrical systems were presented as well.

Key words: Models of the mine shaft hoist, conveyance travel path below and above the lower technological position, boundary technological conveyance positions, winding installation

1. Wprowadzenie

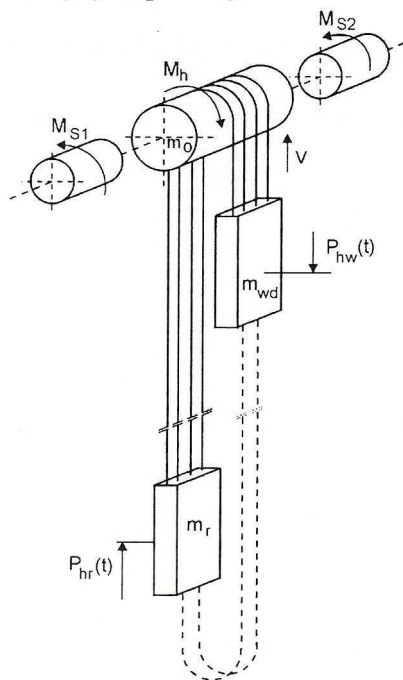
Urządzenie wyciągowe stanowi układ połączonych ze sobą mas, poruszających się najogólniej rzecz biorąc ruchem postępowym i obrotowym. Ruchem postępowym poruszają się naczynia wydobywcze, odcinki lin nośnych i wyrównawczych, natomiast ruchem obrotowym porusza się koło pędne, koła kierujące, wirnik silnika, wały łączące

wirnik z kołem pędnym ewentualnie koła zębate w przekładni, jeśli w taką jest wyposażony napęd. Prędkości mas będących w ruchu postępowym i obrotowym są współzależne. Schemat mechaniczny urządzenia wyciągowego czterolinowego z maszyną usytuowaną na wieży, na przykładzie którego omawiane będą modele, pokazano na rysunku 1.

Omawiany wyciąg jest wyposażony w maszynę napędzaną dwoma silnikami wolnoobrotowymi prądu stałego połączonymi krótkimi, sztywnymi wałami z kołem pędnym. Naczynia skipowe znajdują się blisko swych skrajnych położzeń, z tym że naczynie pełne znajduje się w wieży szybu. Koło pędne poprzez sprzężenie cierne połączone jest z naczyniami za pomocą gałęzi równoległe ułożonych lin nośnych i wyrównawczych.

Jak zatem widać, mamy do czynienia z układem złożonym z części wirującej, na którą składają się bryły o różnych momentach bezwładności połączone krótkimi, dość sztywnymi wałami, oraz z części poruszającej się ruchem postępowym, złożonej z naczyń wyciągowych oraz odcinków lin nośnych i wyrównawczych o masie rozłożonej w sposób ciągły.

Do układu tego oprócz sił ciężkości mogą być przyłożone momenty silników M_{s1} , M_{s2} , moment hamujący pochodzący od hamulca bezpieczeństwa M_h , a do naczyń siły hamowania P_{hw} oraz P_{hr} pochodzące od urządzeń zainstalowanych na drogach przejazdu poza krańcowymi położeniami naczyń. Proces awaryjnego hamowania urządzenia wyciągowego wywołany działaniem sił hamowania na naczynia wyciągowe można podzielić na dwa okresy (Knop 1975):



Rys. 1. Schemat wielolinowego wyciągu szybowego z maszyną w układzie wieżowym

Fig. 1. Scheme of the multi rope hoist with tower mounted machine

- opóźnionego ruchu mas wyciągu szybowego do chwili osiągnięcia prędkości równej zeru z równoczesnym narastaniem sił dynamicznych,
- wystąpienia drgań wzdłużnych wraz z zanikaniem oscylacji sił dynamicznych w linach; drgania te powodują rozproszenie części energii nagromadzonej w układzie.

Budując model urządzenia wyciągowego przeznaczony do analizy awaryjnego hamowania zwykle przyjmuje się następujące założenia i uproszczenia (Wójcik 1974):

- liny w zakresie działających sił podlegają prawu Hooke'a; przy założeniu jednakowych własności mechanicznych i naciągów lin tworzących gałąź nośną czy wyrównawczą przyjmuje się, że tworzą one jeden element;
- zwykle pomija się drgania poprzeczne lin;
- sprężystość pozostałych elementów wyciągu — jako bardzo małą — pomija się;
- naczynia wyciągowe traktuje się jako elementy sztywne z masami skupionymi w ich środkach ciężkości; do mas naczyń włącza się masy krótkich odcinków lin znajdujących się nad naczyniem w wieży oraz pod naczyniem znajdującym się w rzapiu;
- zakłada się, że na kole pędym nie występuje poślizg;
- ze względu na charakter modelowanego procesu, tj. bardzo krótki czas jego trwania, zwykle pomija się zmianę długości odcinków lin.

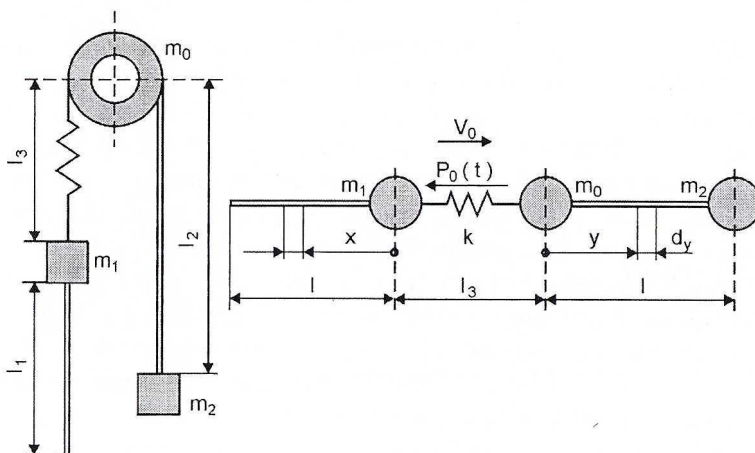
2. Mechaniczne modele urządzeń wyciągowych

W pracach teoretycznych oraz badaniach symulacyjnych stosuje się zasadniczo dwa rodzaje modeli urządzeń wyciągowych: modele o parametrach rozłożonych w sposób ciągły oraz modele o parametrach skupionych. Należy zauważyć, że modele o parametrach rozłożonych są w rzeczywistości modelami dyskretnociągłymi, ponieważ liny są przedstawione jako elementy z ciągłym rozłożeniem masy, a koło pędne lub naczynia przedstawione są w sposób dyskretny.

Modele te różnią się m.in. sposobem odwzorowania lin nośnych i wyrównawczych, czyli elementów charakteryzujących się własnościami silnie sprężystymi. Sprężystość lin nośnych i wyrównawczych wpływa na przebiegi sił dynamicznych w stanach nieustalonych ruchu urządzenia wyciągowego. W związku z tym bardzo istotne staje się takie zamodelowanie lin, aby model mógł możliwie dokładnie odwzorowywać ich własności. Bardzo często w modelach przeznaczonych do analizy procesu awaryjnego hamowania pomijano tłumienie wewnętrzne lin. Poza uproszczeniem rozwiązania modelu matematycznego, taki model może dawać zawyżone wartości sił w linach w stosunku do rzeczywistego układu.

Podstawowy model o parametrach rozłożonych, stosowany do analizy dynamicznej, przedstawiono na rysunku 2 (Knop 1975).

Składa się on z lin, naczyń i koła pędnego, w którym skupiono zredukowaną masę części napędowej. W modelach o parametrach rozłożonych wszystkie wielkości fizyczne wyrażają się przez funkcję zmiennych ciągłych, a zależności pomiędzy nimi



Rys. 2. Uproszczony model wyciągu szybowego z naczyniami usytuowanymi w krańcowych położeniach

Fig. 2. Reduced model of the hoist with conveyances situated in boundary positions

określają równania różniczkowe cząstkowe. Modele ciągłe mogą odwzorowywać takie własności mechaniczne lin, jak sprężystość i tłumienie wewnętrzne, a ponadto zjawiska falowe, które mogą wystąpić w takich układach mechanicznych, jak urządzenia wyciągowe. W modelach stosowanych do analizy zjawisk występujących w czasie awaryjnego hamowania urządzeń wyciągowych powszechnie przyjmuje się, że liny nośne i wyrównawcze drgają wzdłużnie.

Biorąc pod uwagę strukturę omawianych modeli, można wyróżnić modele, w którym masy naczynia z urobkiem w wieży, koła pędne i koła linowego traktuje się łącznie, z pominięciem sprężystości stosunkowo krótkich odcinków lin łączących te masy, lub oddzielnie, łącząc te masy nieważkim elementem sprężystym (rys. 2). Powszechnie stosowanym założeniem przy budowie modeli jest rozdzielanie w nawrocie lin wyrównawczych, bez przykładania oddziaływania obu przeciętych części, co odpowiada zaniedbywaniu oddziaływania podnoszonej części liny na część opuszczaną. Przy modelowaniu urządzeń wielolinowych kilka lin nośnych i wyrównawczych zastępuje się jedną liną zwaną zastępczą. Założenie to jest słuszne, gdy liny pracujące w jednej gałęzi mają takie same własności mechaniczne oraz równe siły naciągu.

Model urządzenia wyciągowego do analizy stanu awaryjnego hamowania sprowadza się do przedstawienia naczyń w swych krańcowych położeniach. Jest to, jak już wcześniej wspomniano, jeden z najbardziej interesujących stanów ze względu na występujące obciążenia dynamiczne elementów wyciągu szybowego. Podczas ruchu wyciągu szybowego lina nośna przewija się przez koło pędne, stąd długość odcinków liny nośnej po obu stronach koła, jak i odpowiednich odcinków liny wyrównawczej, ulega zmianie. Jednakże lina przewija się przez koło pędne, na części łuku opasania, z poślizgiem w stosunku do koła. Poślizg ten, dla normalnych warunków pracy nazy-

wany sprężystym, stwierdzony został w licznych pomiarach. Zarówno zmiana długości lin, jak i poślizg sprężysty mają wpływ na chwilowe wartości sił w linie i znajdują wyraz w złożonych warunkach brzegowych, prowadząc przy tym do skomplikowanych związków matematycznych. Ponieważ zmiana siły dynamicznej wynikająca ze zmiany długości lin jest odwrotnie proporcjonalna do czwartego pierwiastka z chwilowej długości liny, a uwzględnienie w odpowiednim warunku brzegowym poślizgu sprężystego na kole prowadzi również do nieznaczących różnic w wynikach, można czynniki te — mając na uwadze krótki czas, jaki upływa od rozpoczęcia hamowania do osiągnięcia ekstremalnych wartości sił w linie, decydujących o możliwości naruszenia sprzężenia cierniego — z powodzeniem pominąć. Pozwala to traktować każdy z odcinków liny nośnej po obu stronach koła jako niezależny od drugiego. Na rysunku 2 przedstawiono uproszczony model wyciągu szybowego z naczyniami usytuowanymi w swych krańcowych położeniach, służący do określenia sił w linach wywołanych przyłożeniem siły hamowania $P_0(t)$ do koła pędnego. Układ przed rozpoczęciem hamowania siłą $P_0(t)$ porusza się z prędkością v_0 .

W przyjętym modelu oznaczono przez: m_0 — masę zredukowaną części wirujących wyciągu łącznie z kołami kierującymi; m_1, m_2 — masy naczyń. Masy krótkich odcinków lin znajdujących się nad naczyniem w wieży i pod naczyniem w rzapiu dodano do mas naczyń. Masy m_0 i m_1 połączone nieważkim elementem sprężystym o współczynnikiem sprężystości $k = \frac{EA}{l_3}$. Dla wyciągu szybowego z maszyną usytuowaną na

wieży można przyjąć, że $l_1 = l_2 = l$.

Wykorzystując rozważania i związki wyprowadzone dla cięga sprężystego po wyłączeniu sił ciężkości:

- równania ruchu elementarnych odcinków d_x i d_y liny będą miały postać:

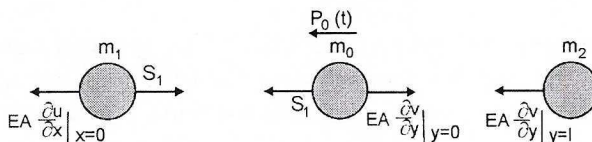
$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \\ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$c^2 = \frac{EA \cdot g}{q} \quad (2)$$

gdzie:

- c — prędkość rozchodzenia się fali sprężystej w linie [m/s],
- E — moduł sprężystości liny [N/mm^2],
- A — przekrój poprzeczny liny [mm^2],
- q — ciężar jednostkowy liny [N/m],
- g — przyspieszenie ziemskie [m/s^2],

oraz warunki brzegowe (rys. 3):



Rys. 3. Schematy do wyznaczania warunków brzegowych układu

Fig. 3. Schemes for determining system boundary conditions

$$\left. \begin{aligned} x=0 \quad m_1 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= EA \frac{\partial u}{\partial x} - S_1 \\ x=1 \quad \frac{\partial u}{\partial x} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} y=0 \quad m_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= EA \frac{\partial v}{\partial y} - S_1 - P_0(t) \\ y=1 \quad m_2 \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= -EA \frac{\partial v}{\partial y} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

gdzie:

$$S_1 = k(u|_{x=0} + v|_{y=0}),$$

$$P_0(t) = P_h(t) + S_{1st} - S_{2st} = P_h(t) + \Delta S_{st},$$

$P_h(t)$ — przyłożona do układu siła hamowania,

$$S_{1st} = m_1 g + q_1 \cdot l_1$$

$$S_{2st} = m_2 g + q_2 \cdot l_2$$

q_1 — ciężar jednostkowy lin wyrównawczych,

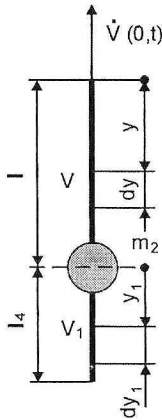
q_2 — ciężar jednostkowy lin nośnych,

u, v — przemieszczenie dowolnych przekrojów oddalonych (dla $t = 0$) o x, y od ruchomych układów współrzędnych, związanych z masą m_1 lub m_0 ; przemieszczenia te są liczone w układach, których początki w chwili $t = 0$ pokrywały się z masami m_1, m_0 , a poruszają się z prędkością $v_0 = \text{const.}$, z jaką w chwili początkowej poruszały się wszystkie elementy wyciągu szybowego.

Warunki początkowe — zerowe. Równania te wraz z podanymi warunkami brzegowymi i początkowymi opisują również ruch w dół naczynia o masie m_1 . Do rozwiązania równań (1) stosowano przekształcenie Laplace'a-Carsona.

Dla współczesnych urządzeń wyciągowych, do analizy procesów ich zatrzymania można przy modelowaniu postępować również w sposób opisany poniżej. Układ mechaniczny urządzenia wyciągowego pokazany na rysunku 1 można rozbić na dwa niezależne układy (Knop 1975; Wójcik 1975). Nowoczesne urządzenia wyciągowe mają z reguły napędy o dużej mocy i o tzw. sztywnych charakterystykach mechanicznych; są w stanie podtrzymywać prędkość według z góry założonego wykresu jazdy. Układy z wymuszeniem kinematycznym rozpatrywano już w wielu pracach, zakładając

przeważnie uproszczone funkcje prędkości dla ruchu górnego końca liny, a w tym przypadku masy m_0 . Zagadnienie upraszcza się na tyle, że otrzymuje się stosunkowo proste rozwiązania dla dowolnego położenia naczynia z uwzględnieniem w sposób ciągły rozłożonej masy, zarówno dla liny nośnej, jak i wyrównawczej.



Rys. 4. Model wyciągu szybowego z zadaną funkcją prędkości górnego końca liny

Fig. 4. Model of the hoist with assigned velocity function of the upper rope end

Model pokazany na rysunku 4 przedstawia hamowanie opuszczanej masy m_2 . W razie podnoszenia masy m_2 wystarczy we wprowadzonych wzorach zmienić tylko znak funkcji $v(0,t)$ przemieszczenia górnego końca liny.

Na rysunku 4 przez $v_1(y,t)$ oznaczono przemieszczenie przekroju liny wyrównawczej o odciętej y_1 . Równania ruchu dla tak przyjętego modelu mają postać:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} &= 0 \\ \frac{\partial^2 v_1}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 v_1}{\partial y_1^2} &= 0 \quad y_1 = y - l \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

a warunki brzegowe są następujące:

$$v(0,t) = f(t) \quad (6)$$

$$m_2 \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \Big|_{y=l} = EA \left(\frac{\partial v_1}{\partial y_1} \Big|_{y_1=0} - \frac{v}{y} \Big|_{y=l} \right) \quad (7)$$

$$v_1(0,t) = f(l,t) \quad (8)$$

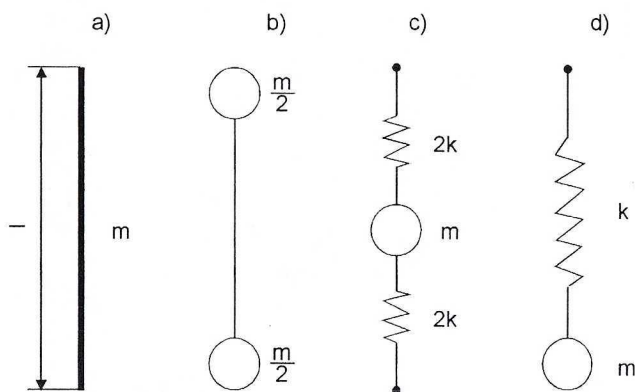
$$\frac{\partial v_1}{\partial y_1} \Big|_{y_1=l_4} = 0 \quad (9)$$

gdzie $f(t)$ jest znaną funkcją czasu.

Podsumowując przedstawione rozważania można stwierdzić, że do wyznaczenia sił w linie, z zachowaniem dostatecznej dokładności i uniknięciem czasochłonnych wyliczeń, można przyjąć model z rozdzieleniem liny nośnej i wyrównawczej na dwie oddzielne gałęzie i wymuszeniem kinematycznym ruchu górnego końca liny. Funkcję wymuszenia można przy tym wyznaczyć znając charakterystykę mechaniczną napędu i traktując wyciąg szybowy jako układ sztywny.

Drugą grupę modeli wyciągów szybowych stanowią modele o parametrach skupionych. W modelach tych przyjmuje się dyskretny rozdział mas lin nośnych i wyrównawczych, co w konsekwencji daje opis matematyczny w postaci równań różniczkowych zwyczajnych. Ze względu na sposób zamodelowania własności lin, w grupie tej można wyróżnić modele, w których poszczególne masy dyskretne połączone są pomiędzy sobą jedynie bezmasowymi elementami sprężystymi (rys. 5), czyli bez możliwości uwzględnienia tłumienia wewnętrznego, oraz takie, w których obok elementu sprężystego występuje tłumik o wiskotycznym charakterze tłumienia. W modelach o parametrach skupionych pasma lin nośnych lub wyrównawczych zastępuje się jedną zastępczą linią bądź traktuje się oddzielnie dyskretyzując osobno każdą z lin.

Dyskretyzacja elementów z ciągłym rozłożeniem masy pozwala opisać ruch modelu za pomocą układu równań różniczkowych zwyczajnych dla skończonej liczby poszukiwanych funkcji jednej zmiennej, czyli czasu. Ponieważ występujące drgania lin można uznać za „małe”, to opisywać je będą równania różniczkowe liniowe o stałych współczynnikach. Przy dyskretyzacji, czyli skupianiu w punktach elementów z ciągłym rozłożeniem masy, problemem jest określenie niezbędnej liczby tych mas, takiej aby było zachowane wystarczające podobieństwo parametrów charakteryzujących drgania modelu ciągłego i odpowiadającego mu modelu dyskretnego. Zwykle jako warunek adekwatności modelu dyskretnego do modelu ciągłego przyjmuje się równość pewnej postaci drgań własnych obu układów — pierwszej, drugiej, trzeciej itp.



Rys. 5. Sposoby rozmieszczenia mas skupionych modelujących odcinek liny o długości l oraz masie m
 a — odcinek liny; b — model Reyleigha; c — model Lagrange'a; d — model z masą skupioną na końcu;

$$k = \frac{EA}{l} \text{ — współczynnik sprężystości}$$

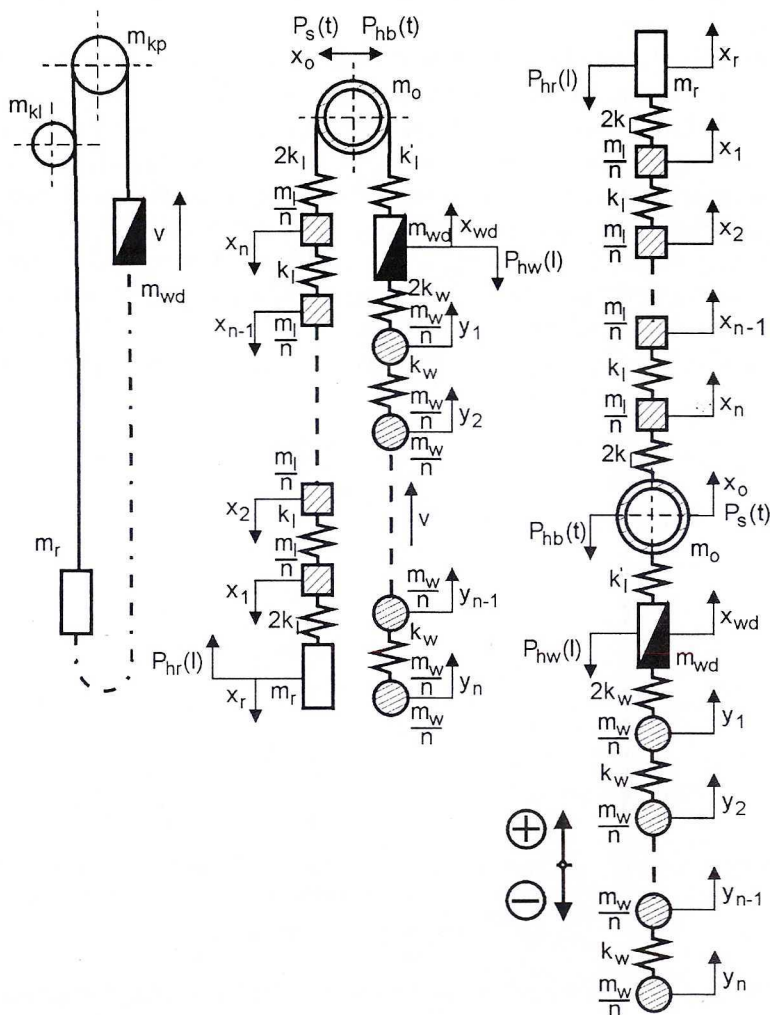
Fig. 5. Methods of distribution of concentrated masses modelling a segment of length equal to l and mass equal to m

a, b — Reyleigh's model; c — Lagrange's model; d — model with mass concentrated at the end;

$$k = \frac{EA}{l} \text{ — coefficient of elasticity}$$

Przy dyskretnym modelowaniu lin problemem jest sposób umieszczenia masy skupionej modelującej dany odcinek liny. W literaturze spotyka się trzy różne sposoby umieszczenia masy skupionej modelującej dany odcinek liny. Na rysunku 5 przedstawiono trzy sposoby modelowania.

W związku z tym przy stosunkowo dużej liczbie odcinków, na jakie podzielimy modelowany odcinek liny, błąd jaki popełnimy jest dopuszczalnym przybliżeniem. Należy również wskazać, że im więcej odcinków na jakie dzielimy linię, tym więcej mas, a co za tym idzie — więcej stopni swobody i więcej równań różniczkowych w układzie opisującym ruch takiego modelu.



Rys. 6. Dyskretny model urządzenia wyciągowego

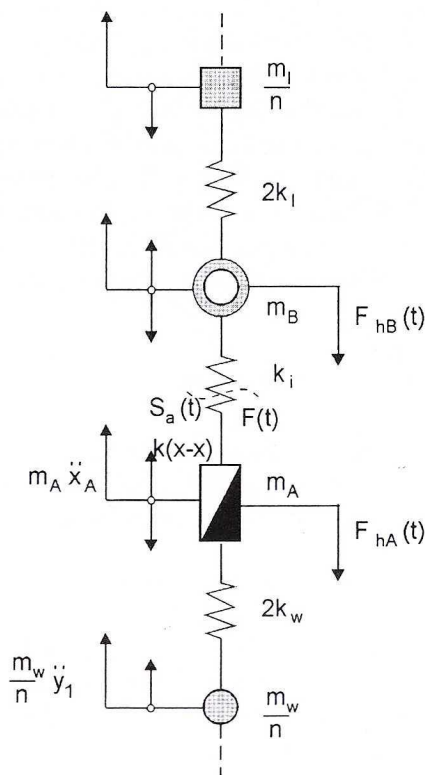
Fig. 6. Discrete model of the hoist installation

Na rysunku 6 przedstawiono dyskretny uproszczony model urządzenia wyciągowego zbudowany do analizy parametrów występujących w procesie hamowania naczyń po przejechaniu położenia krańcowych. Stanowi takiemu odpowiadają położenia naczyń: pełne przejeżdża położenie krańcowe w wieży szybu, próżne — położenie krańcowe w rzapiu. Zgodnie z technicznymi założeniami realizacji procesu hamowania przyjęto, że na naczynia mogą działać zewnętrzne siły hamowania P_{hr} i P_{hw} . Przyjęto, że silniki z chwilą przejechania naczyniami położenia krańcowych przestają działać na koło pędne momentem napędowym, koło pędne z linami porusza się tylko siłami bezwładności.

Korzystając z zasady d'Alemberta można zapisać równania ruchu dla każdej z mas modelu. Układ równań ruchu będzie złożony z $2n + 3$ równań różniczkowych zwyczajnych o stałych współczynnikach. Współrzędne mas wyciągu szybowego oznaczono symbolami x i y z odpowiednimi indeksami. Przyjęto, że całkowita masa lin nośnych wynosi m_l , zaś lin wyrównawczych m_w .

Na rysunku 7 przedstawiono schemat do wyznaczania równań ruchu.

Układ równań ruchu modelu zgodnie z zasadą d'Alemberta ma postać następującą:



Rys. 7. Schemat do wyznaczenia równań ruchu

Fig. 7. Scheme for determination the equation of motion

$$\begin{aligned}
 & -m_r \ddot{x}_r - 2k_l [x_r(t) - x_1(t)] = P_{hw}(t) \\
 & -\frac{m_l}{n} \ddot{x}_1 - 2k_l [x_r(t) - x_1(t)] - k_l [x_1(t) - x_2(t)] = 0 \\
 & \dots\dots\dots \\
 & -\frac{m_l}{n} \ddot{x}_n + k_l [x_{n-1}(t) - x_n(t)] - 2k_l [x_n(t) - x_s(t)] = 0 \\
 & -m_s \ddot{x}_s + 2k_l [x_n(t) - x_s(t)] + k_l [x_{wd}(t) - x_s(t)] = P_{hb}(t) + P_s(t) \\
 & -m_{wd} \ddot{x}_{wd} - k_l [x_{wd}(t) - x_s(t)] - 2k_w [y_1(t) - x_{wd}(t)] = P_{hr}(t) \\
 & -\frac{m_l}{n} \ddot{y}_1 + 2k_w [x_r(t) - x_{wd}(t)] - k_w [y_2(t) - y_1(t)] = 0 \\
 & \dots\dots\dots \\
 & -\frac{m_w}{n} \ddot{y}_n + k_w [y_n(t) - y_{n-1}(t)] = 0
 \end{aligned} \tag{10}$$

W ostatnich latach w ośrodku gliwickim podjęto zadania mające na celu stworzenie kompleksowego modelu dynamiki wielolinowego układu wyciągu szybowego, uwzględniającego drgania wzdłużne lin, drgania poprzeczne odkształcalnego naczynia i wzajemne ich sprzężenie (Tejszerska 1995). Do analizy stanów awaryjnych, takich jak hamowanie awaryjne naczyń po przejechaniu położenia krańcowych, przydatny będzie model obejmujący głównie drgania wzdłużne. Poniżej przedstawiono na podstawie opracowań (Tejszerska 1995) założenia i metodę budowy modelu urządzenia wyciągowego, który może być przydatny przy analizie stanów awaryjnych.

Do rozważań przy formułowaniu modelu matematycznego przyjęto następujące założenia (Tejszerska 1995):

- układ lin dyskretyzuje się;
- koła kierujące i maszynę wyciągową wraz z kołem pędnym traktuje się jako ciało doskonale sztywne;
- naczynia wydobywcze traktuje się jako odkształcalne lub sztywne.

Przyjmowano m.in., że drgania układu mogą być spowodowane:

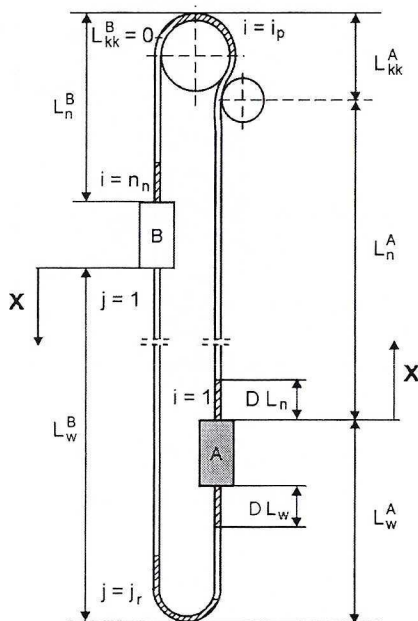
- wymuszeniem kinematycznym w postaci zadanych zmian przyspieszenia koła pędnego,
- wymuszeniem dynamicznym w postaci zmian momentu wypadkowego maszyny wyciągowej i hamulca,
- hamowaniem awaryjnym naczyń po przejechaniu położenia krańcowych.

Model fizyczny przyjęty do badań przedstawiono na rysunku 8.

Rozważano dwie gałęzie lin (w wielolinowym układzie wyciągowym o N_n linach nośnych i N_w linach wyrównawczych):

- gałąź A z pełnym naczyniem podnoszonym,
- gałąź B z próżnym naczyniem opuszczanym.

Podział lin na elementy jest ciągły dla obu gałęzi.



Rys. 8. Model fizyczny układu z oznaczeniem elementów dyskretyzacji lin

Fig. 8. Physical model of the system with marking the elements of rope digitizing

Równanie równowagi dynamicznej elementarnego odcinka liny. Schemat sił działających na elementarny odcinek lin przedstawiono na rysunku 9. Zgodnie z nim równanie równowagi na postać:

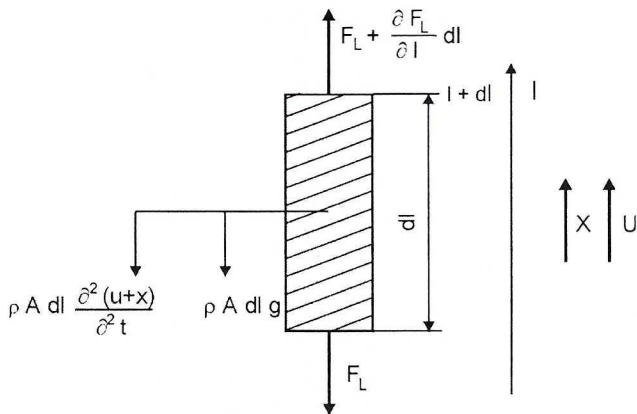
$$\rho A \cdot \left[\frac{\partial^2 (x + u)}{\partial t^2} \pm g \right] + EA \cdot \left[1 + \nu \frac{\partial}{\partial t} \right] \frac{\partial^2 x}{\partial l^2} = 0 \quad (11)$$

przy czym siłę dynamiczną w linii F_L opisuje zależność:

$$F_L = EA \cdot \left(1 + \nu \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial x}{\partial l} \quad (12)$$

W literaturze wymienia się modele urządzeń wyciągowych o budowie dyskretno-ciągłej (Tejszerska 1995; Wójcik 1974). Stanowią one w pewnym stopniu połączenie cech modeli o parametrach skupionych i parametrach rozłożonych.

Jak widać z przytoczonego krótkiego przeglądu modeli mechanicznych urządzenia wyciągowego, w zasadzie pod względem strukturalnym wyczerpują one możliwości, jakie stawia nam do dyspozycji mechanika teoretyczna. Charakteryzują się one natomiast różnymi stopniami uproszczeń, dotyczących struktury modelu oraz założeń wstępnych. Należy tutaj podkreślić, że o przydatności tych modeli w sensie ich struktury oraz odwzorowania zjawisk występujących w rzeczywistym obiekcie decyduje znaczna



Rys. 9. Schemat sił działających na elementarny odcinek liny

Fig. 9. Scheme of forces acting on the elementary rope segment

liczba czynników. Ogólnie można podzielić te czynniki na dwie grupy — pierwsza obejmuje te, które dotyczą samej struktury modelu i dokładności odwzorowania rzeczywistego obiektu elementami tej struktury. Druga grupa czynników obejmuje zjawiska i wielkości, które należy określić, budując ich model matematyczny. Mając powyższe na uwadze trzeba stwierdzić, że opracowanie nawet „dobrego” w sensie strukturalnym modelu jest niewystarczające do tego, aby otrzymywać za jego pomocą poprawne wyniki. Żeby wyniki rozważań mogły być uznane za poprawne, wartości wielkości wprowadzane do modelu muszą odpowiadać rzeczywistym, występującym w danym obiekcie. Widać zatem, że najlepszą drogą uzyskania takich wartości wielkości jest przeprowadzenie eksperymentu na rzeczywistym urządzeniu wyciągowym.

3. Problemy identyfikacji procesu awaryjnego hamowania urządzeń wyciągowych na drogach przejazdu

Jak już stwierdzono, w analizie dynamicznej awaryjnego hamowania, oprócz zastosowania odpowiednio „dobrego” modelu pod względem strukturalnym, najważniejsze znaczenie ma znajomość rzeczywistych wartości takich parametrów, jak: moduły sprężystości lin nośnych i wyrównawczych, współczynniki tłumienia wewnętrznych lin oraz prędkość rozchodzenia się fali sprężystej w linie. Poza tym powinno się dysponować charakterystykami wymuszeń występujących przy awaryjnym hamowaniu, a więc przebiegiem wartości sił hamowania przyłożonych do obu naczyń bądź jednego naczynia, charakterystyką siły hamowania hamulca bezpieczeństwa oraz charakterystyką momentu napędowego silnika maszyny wyciągowej. Wymienione przykładowo wielkości, które stanowią dane wejściowe do analizy, w zasadniczy sposób wpływają na poprawność otrzymanych wyników. Stąd zasadniczym problemem staje się uzyskanie tych parametrów o odpowiedniej dokładności.

Własności mechaniczne lin można dokładnie określić dla danego urządzenia wyciągowego na podstawie przeprowadzonych pomiarów na obiekcie rzeczywistym oraz badań laboratoryjnych.

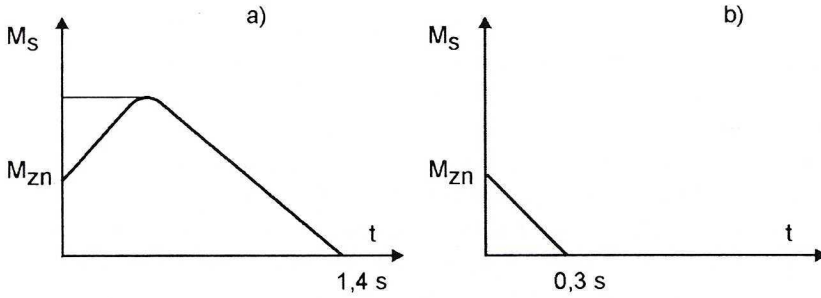
Wymuszenia w postaci sił pochodzących od układów hamujących naczynia wydobywcze określa się zwykle na podstawie konstrukcji danego układu. Tak określone charakterystyki sił hamowania są charakterystykami statycznymi, a należałoby dysponować w tym przypadku charakterystykami dynamicznymi. Pełną charakterystykę dynamiczną dla konkretnego przemysłowego rozwiązania układu hamującego można uzyskać wykonując pomiary na tym obiekcie.

Wciąż dyskusyjne jest uwzględnianie w analizie dynamiki hamowania na wolnych drogach przejazdu siły hamulca bezpieczeństwa (Hansel, Wójcik, Rokita 1996). Traktując przejazd położenia krańcowych za stan awarii, można do problemu hamulca bezpieczeństwa podchodzić dwojako — przyjmować, że w stanie awarii w ogóle nie wystąpi działanie tego hamulca, co zresztą miało miejsce w przypadku kilku awaryjnych przejazdów położenia krańcowych, lub zakładać, że na koło pędne działa siła hamowania o odpowiednim przebiegu z określoną zwłoką czasową w stosunku do chwili rozpoczęcia hamowania naczyń. Przyjęcie do analizy procesu niezadziałania hamulca bezpieczeństwa, co jest powszechnie praktykowane w obliczeniach projektowych, wiąże się jednak z tym, że w przypadku jego zadziałania w stanie awaryjnym może dojść do dużo bardziej ostrego, w stosunku do zakładanego, przebiegu hamowania pod względem opóźnień, sił w linach oraz ewentualnego wystąpienia poślizgu na kole pędnym. Jak z tego widać, odwzorowanie stanu faktycznego jest dość złożone, a działanie hamulca bezpieczeństwa może być traktowane w zasadzie losowo. Należy jednak stwierdzić, że na podstawie wyników okresowych pomiarów układu wyzwiania hamulca bezpieczeństwa maszyny wyciągowej można wnioskować co do charakterystyki tego hamulca dla konkretnej instalacji wyciągowej.

Bardzo duży wpływ na przebieg awaryjnego hamowania może mieć moment napędowy silnika, występujący po zadziałaniu wyłączników krańcowych. Powszechnie w badaniach symulacyjnych dynamiki przyjmuje się założenie o zerowej wartości tego momentu. W rzeczywistości przebieg tego momentu należy rozważać w zależności od typu napędu maszyny wyciągowej. I tak, w napędach pracujących w układzie Leonarda może dochodzić nawet do wzrostu tego momentu w czasie, kiedy działają już układy hamujące na naczynie wydobywcze. Na rysunku 10a przedstawiono orientacyjny i przybliżony przebieg momentu napędowego w funkcji czasu dla układu Leonarda w czasie awaryjnego hamowania. Natomiast dla napędów pracujących w układzie przekształtnikowym z tzw. wyłącznikiem szybkim po zadziałaniu tego wyłącznika moment napędowy w krótkim czasie (około 0,3 s) maleje od wartości nominalnej do zera (rys. 10b).

Jak widać z powyższych rozważań, problem tzw. momentu zanikowego silnika należy traktować indywidualnie w zależności od typu napędu, a do analizy dynamiki należałoby dysponować rzeczywistą charakterystyką tego wymuszenia.

Przedstawione powyżej niektóre problemy identyfikacji procesu awaryjnego hamowania wskazują na złożoność zagadnienia, które musiałyby być rozważane indywi-



Rys. 10. Teoretyczne przebiegi momentu silnika napędowego w czasie awaryjnego hamowania

Fig. 10. Theoretical runs of motor torque of hoisting machine during emergency braking

dualnie dla konkretnego urządzenia wyciągowego przy szerokim wykorzystaniu wyników pomiarów, przeprowadzonych na tym urządzeniu.

REFERENCES

- Knop H., 1975: Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych. Zesz. Nauk. AGH, Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa z. 67.
- Tęjszewska D., 1995: Modelowanie sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych układu wyciągowego. Zesz. Nauk. Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 124, Gliwice.
- Wójcik M., 1974: Podstawy teoretyczne dynamiki hamowania urządzenia wyciągowego w strefie wolnych dróg przejazdu. Zesz. Nauk. AGH nr 464, Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa z. 63.
- Hansel J., Wójcik M., Rokita T., 1996: Układy awaryjnego hamowania urządzeń wyciągowych na wolnych drogach przejazdu. Zesz. Naukowo-Techniczne KTL AGH, z. 7.

REVIEW BY: PROF. DR HAB. INŻ. JERZY ANTONIAK, GLIWICE

Received: 27 November 2002