ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1977
Seria: GÓRNICTWO z. 81 Nr kol. 548
KONFERENCJA : MODELOWANIE GÓRNICZYCH MASZYN WYCIĄGOWYCH
9 - 10 . XII . 1977

LUDGER SZKLARSKI
MIECZYSŁAW ZAJĄC
ALEKSANDER DZIADECKI
INSTYTUT AUTOMATYKI NAPĘDU I URZĄDZEŃ PRZEMYSŁOWYCH
AKADEMIA GÓRNICZO-HUTNICZA
KRAKÓW

MODELOWANIE NAPĘDU MASZYNY WYCIĄGOWEJ Z UWZGLĘDNIENIEM SPRĘŻYSTOŚCI LINY

W pracy autorzy podają cyfrowy model napędu instalacji wyciągowej przy uwzględnieniu sprężystości liny. Po przedyskutowaniu przyczyn powstawania oscylacji lin przeanalizowano sposoby ich tłumienia. Badania przeprowadzono w języku symulacyjnym CSSL w systemie CYBER-72. Wyniki badań przedstawiono na rysunkach plotterowych.

Wstęp

W normalnych warunkach eksploatacji instalacji wyciągowych oscylacje liny zawsze występują. Tylko w przypadkach niewielkich głębokości szybów i krótkich lin oscylacje te mogą być z wystarczającą dla praktyki dokładnością zaniedbywane. Dla dużych głębokości szybów i długich lin amplituda oscylacji może znacznie wzrastać i drgania mogą utrzymywać się poprzez czas porównywalny z okresem całego cyklu wyciągowego.

W ostatnich latach obserwuje się znaczne zainteresowanie badaczy problemami dynamiki instalacji wyciągowych kopalń. Jest to spowodowane przede wszystkim faktem coraz to bardziej zwiększających się głębokości szybów kopalnianych. Pojawiają się w związku z tym coraz wyraźniej pro-

blemy rozruchu i hamowania, hamowania awaryjnego, zerwania sprzężenia ciernego liny z kołem pędnym, oraz problem dokładności dojazdu.
W Instytucie Automatyki Napędu i Urządzeń Przemysłowych AGH prowadzi się od kilku lat prace badawcze, analizując dynamikę instalacji wyciągowych szybów kopalnianych pod kątem zastosowania odpowiednich układów napędowych i sterowania tymi układami, pozwalającego ograniczyć, jeśli nie wyeliminować, trudności eksploatacyjne związane z wymienionymi wyżej stanami pracy wyciągu.

1. Model dyskretny instalacji wyciągowej

Dla kopalń o dużych głębokościach należy uwzględniać zależności zmiennych stanu od położenia i czasu, czyli instalację wyciągową należy traktować jako obiekt o parametrach rozłożonych. Trzeba uwzględniać również fakt zmiany długości lin nośnych w czasie trwania procesu, a co za tym idzie założyć niestacjonarność obiektu.

Jak stwierdzono w pracy [6] wpływ sprężystości liny na pracę instalacji wyciągowej w głębokich szybach znacznie przewyższa wpływ sprężystości innych elementów instalacji wyciągowej.

W ogólnym przypadku całą instalację wyciągową można podzielić na dwie części :

- układ złożony z części wirujących /są to ciała sztywne o różnych momentach bezwładności połączone mniej, lub bardziej podatnymi odcinkami wałów, sprzęgłami itp./
- układ o ruchu postępowym, złożony z naczyń wyciągowych i czterech odcinków lin /nośnych i wyrównawczych/ o masie rozłożonej w sposób ciągły.

Jak wynika z analizy literatury przedmiotu [2] ze względu na stosunkowo dużą sztywność wałów w stosunku do lin, przy porównywalnych masach dyskretnych elementów części napędowej i skipów, całą instalację wyciągową można rozpatrywać jako układ złożony z dwóch podukładów niezależnych:

- z części napędowej wraz z przyłożonym do koła pędnego momentem wymuszającym

- z lin, naczyń i koła pędnego, w którym skupiono zredukowany moment bezwładności części napędowej

Elementem, który wiąże oba podukłady jest koło pędne, na którym następuje sumowanie momentu napędowego, pochodzącego od maszyny wyciągowej i momentu obciążenia, pochodzącego od drgań lin.

Budowa ciągłego modelu matematycznego jest nawet dla tak uproszczonego układu bardzo uciążliwa teoretycznie [1,2,5]. Prowadzi ona do równań różniczkowych cząstkowych drugiego rzędu. Analityczne rozwiązanie problemu jest bardzo trudnym przedsięwzięciem i należy z góry wykluczyć jego celowość.

Dlatego też w niniejszej pracy dokonano uproszczenia struktury fizycznej modelu i dokonano dyskretnego, myślowego podziału masy, własności sprężystych i tłumiących lin nośnej i wyrównawczej wzdłóż ich długości na elementy sztywne /masy skupione/, sprężyste i tłumiące [4].

Pewnym problemem jest przy dyskretyzacji zagadnienie miejsca umieszczenia masy skupionej na danym odcinku liny. Problem ten był opisany w innej pracy autorów 4 . W niniejszej pracy przyjęto, że cała masa odcinka liny jest skupiona w jego środku.

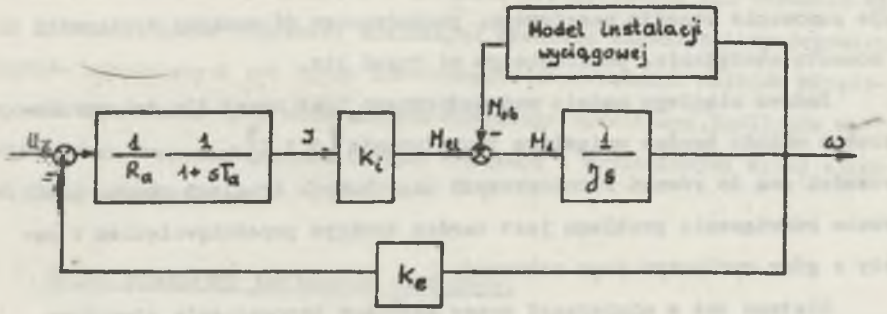
Przyjęty przez autorów model dyskretny instalacji wyciągowej jest bardziej szczegółowo opisany w pracy [4].

2. Model napędu instalacji wyciągowej

W pracy przyjęto, że maszynę wyciągową stanowi silnik obcowzbudny prądu stałego, o następujących parametrach :

R_a	- rezystancja twornika	$R_a = 0.00244$
L_a	- indukcyjność twornika	$L_a = 0.00108$ H
k_i	- stała prądowa silnika	$k_i = 135 \frac{N \cdot m}{A}$
k_e	- stała napięciowa silnika	$k_e = 852$ V·s.

Opierając się na dokonanym powyżej podziale całego układu na podukłady,można powiązać je ze sobą poprzez koło pędne w sposób pokazany na schemacie blokowym z rys. 1.



Rys. 1.

Model samej instalacji wyciągowej, uwzględniający dynamikę liny pod działaniem wymuszenia kinematycznego, został szczegółowo opracowany przez autorów i jest opublikowany w pracy [4]. W modelu tym zakładano sztywny przebieg prędkości koła pędnego i nie uwzględniano jej zmian na skutek zwrotnego oddziaływania instalacji na koło pędne /zakładano dużą moc maszyny wyciągowej, pozwalającą zadawać obroty koła pędnego według zadanego programu jazdy.

Pod wpływem zmiany prędkości kątowej koła pędnego instalacja wyciągowa w układzie rzeczywistym oddziaływuje na to samo koło pędne pewnym momentem obciążenia, który jest równy sumie momentów pochodzących od sił w linach w punktach A i B /rys. 2/ względem osi obrotu O.

Rys. 2.

Model napędu całej maszyny wyciągowej powstaje więc z połączenia modelu samego silnika obcowzbudnego z modelem instalacji wyciągowej.

Dynamikę tego złożonego układu obrazuje równanie :

$$\frac{d^2\omega}{dt^2} = \frac{k_i}{L_a \cdot J} \cdot U_z - \frac{dM_{ob}}{dt} \cdot \frac{1}{J} - \frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{1}{T_a} - \frac{M_{ob}}{J \cdot T_a} - \frac{\omega \cdot k_e \cdot k_i}{J \cdot L_a} \qquad (1)$$

gdzie : ω - prędkość kątowa koła pędnego,

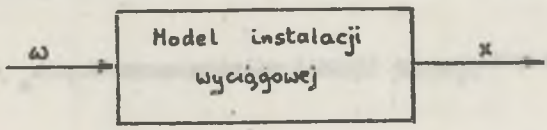
T_a - stała czasowa twornika,

J - zredukowany moment bezwładności mas wirujących,

U_z - napięcie wysterowujące tworniki,

M_{ob} - moment obciążenia pochodzący od sił w linach w punktach A i B .

Wielkością wyjściową z modelu jest położenie skipu wewnątrz szybu. Wielkość ta jest obliczana również na podstawie dyskretnego modelu instalacji wyciągowej /rys.3/.



Rys.3.

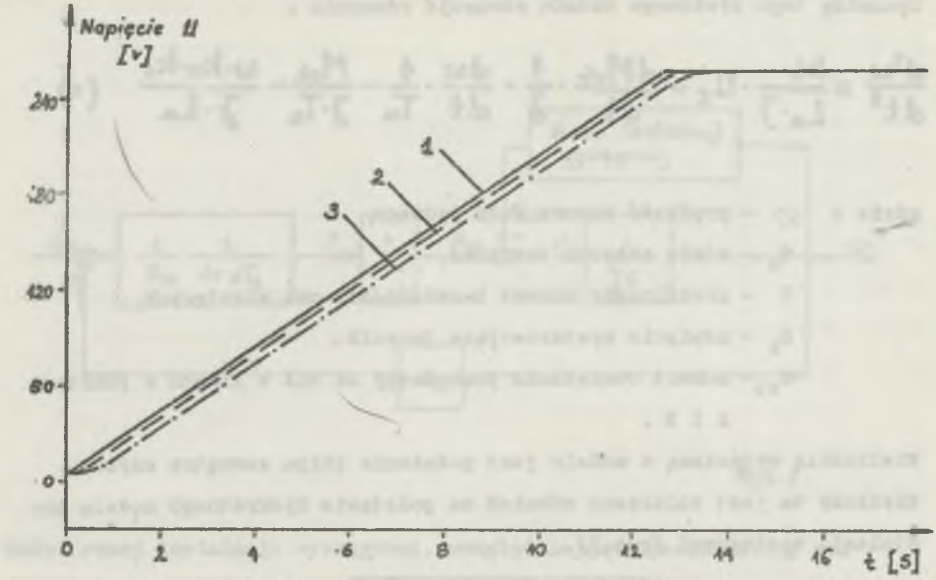
gdzie : x - położenie skipu w szybie.

3. Wyniki symulacji cyfrowej

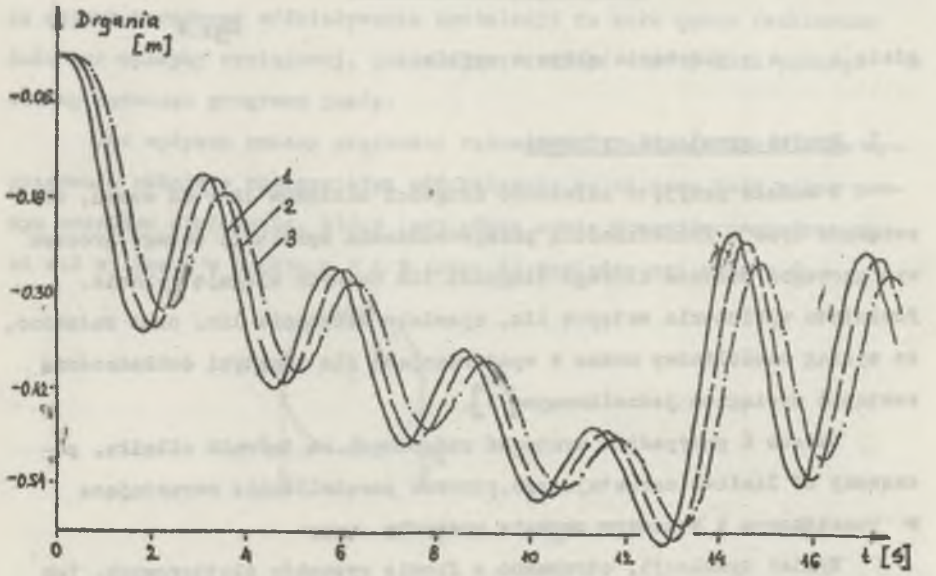
W modelu przyjęto zależność długości odcinków liny od czasu, co związane było z koniecznością przeprowadzenia symulacji całego procesu wyciągowego, podczas którego długości lin nośnych ulegają zmianie. Pominięto wydłużenia wstępne lin, zjawisko skręcania lin, oraz założono, że wyciąg wielolinowy można z wystarczającą dla praktyki dokładnością zastąpić wyciągiem jednolinowym [3].

Badano 6 przypadków wymuszeń zadawanych na twornik silnika, począwszy od liniowo narastającego, poprzez parabolicznie narastające w początkowym i końcowym okresie rozruchu .

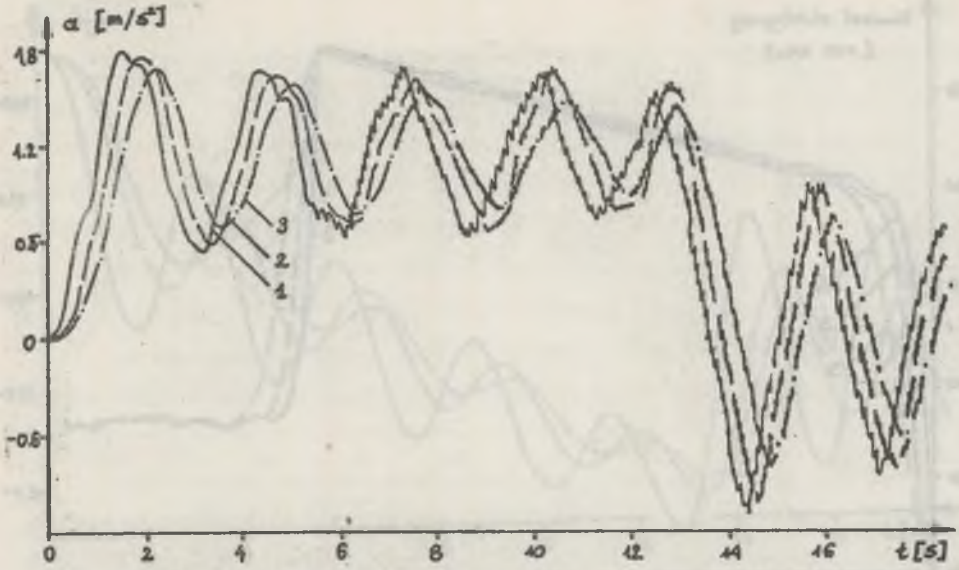
Wyniki symulacji, otrzymano w formie rysunków plotterowych. Ich odbitki przedstawiono na rys. 4 - 13.



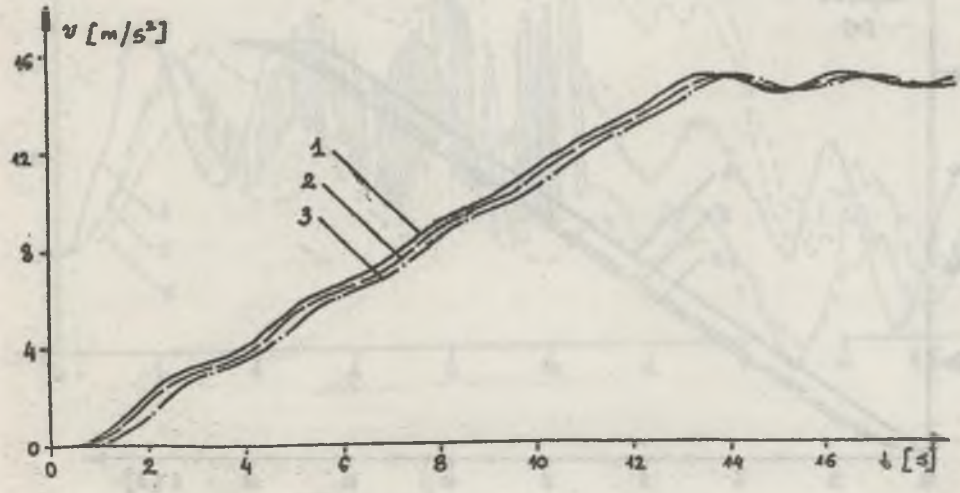
rys.4 wymuszenie zadawane na twornik silnika napędowego U_z /przykł.1,2,3/



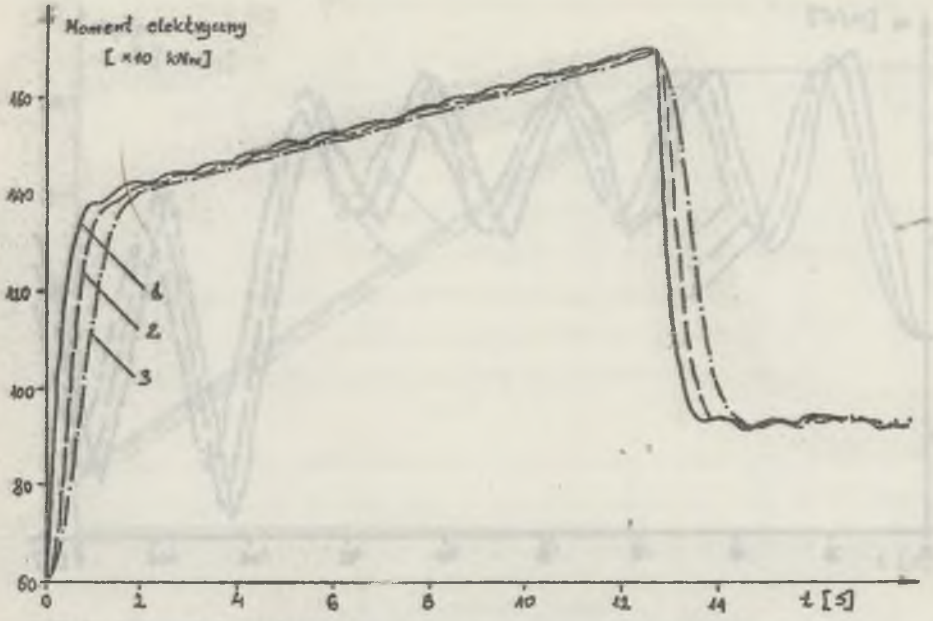
rys.5 drgania skipu pełnego



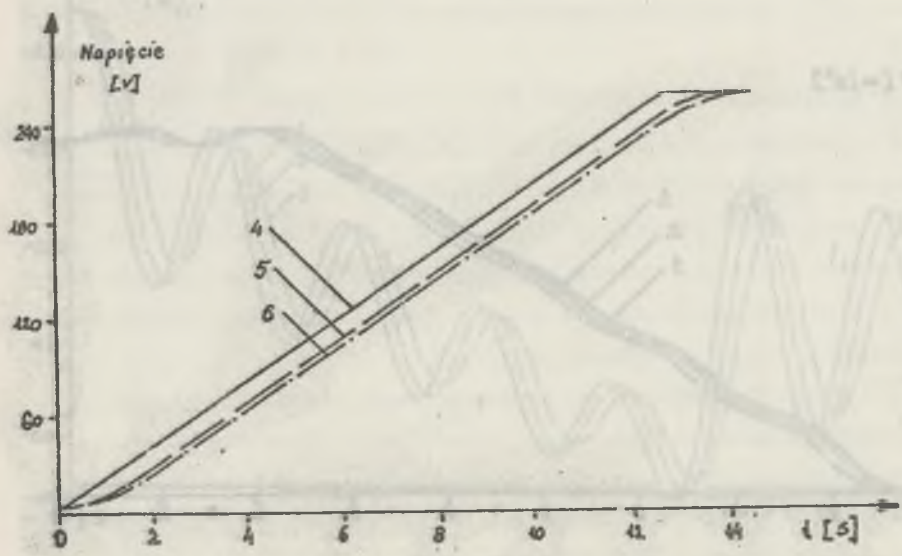
rys.6 przyspieszenie skipu pełnego



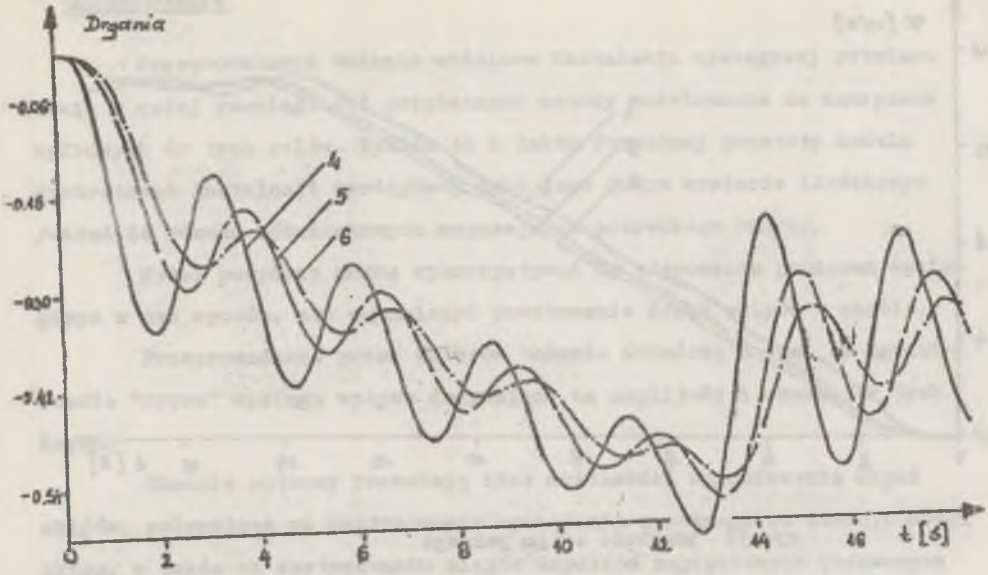
rys.7 prędkość skipu pełnego



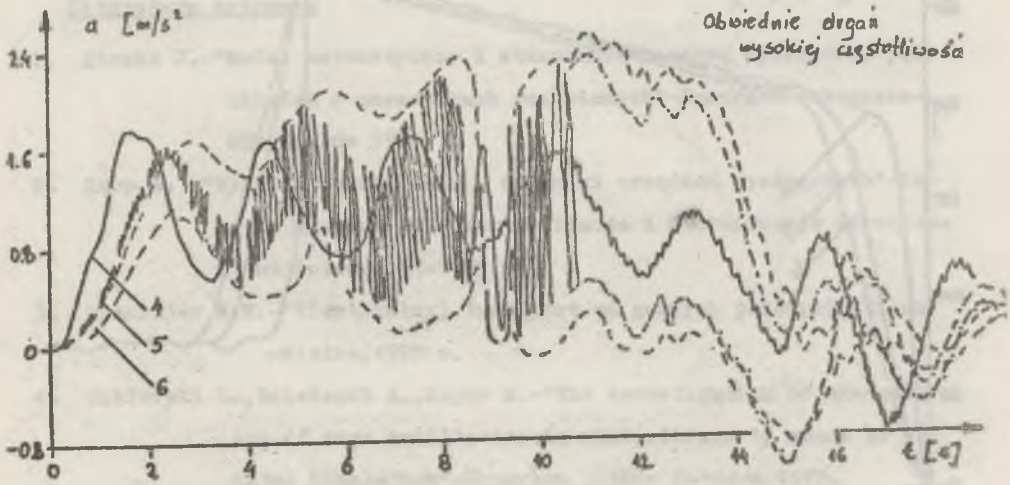
rys.8 moment elektryczny maszyny



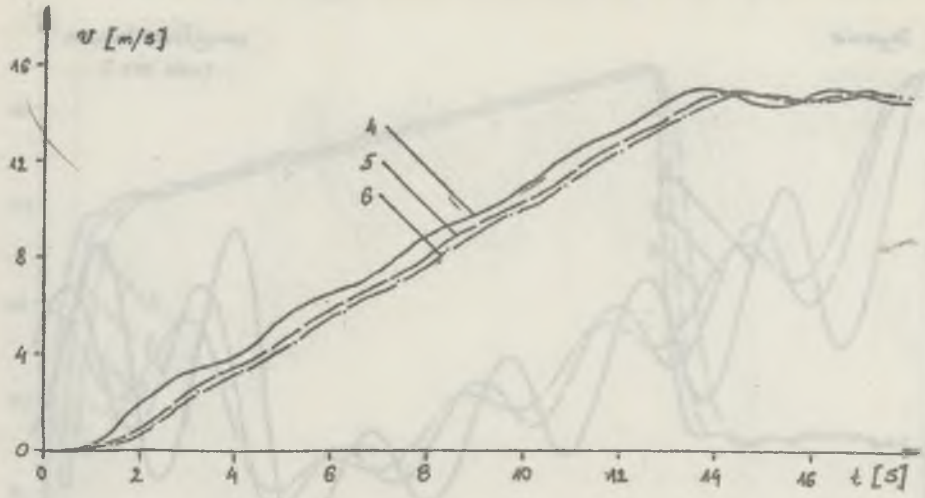
rys.9 wymuszenie zadawane na twornik silnika napędowego U_z /przykł.4,5,6/



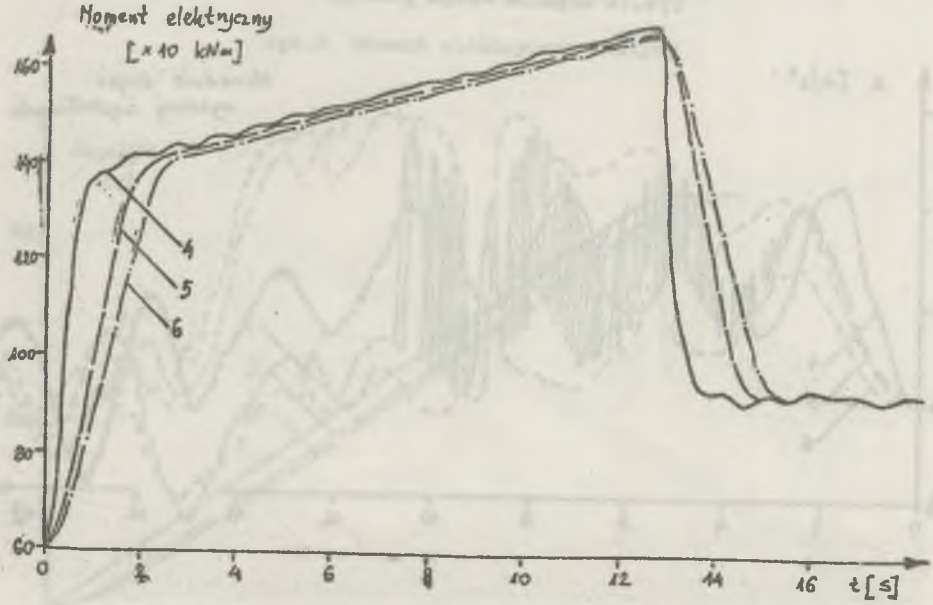
rys.10 drgania skipu pełnego



rys.11 przyspieszenie skipu pełnego



rys.12 prędkość statku pełnego



rys.13 moment elektryczny maszyny

Podsumowanie

Przeprowadzone badania modelowe instalacji wyciągowej potwierdzają w całej rozciągłości przydatność metody modelowania na maszynach cyfrowych do tych celów. Wynika to z faktu formalnej prostoty modelu dyskretnego instalacji wyciągowej przy jego dużym wymiarze ilościowym /układ 44 równań różniczkowych zwyczajnych pierwszego rzędu/.

Model powyższy można wykorzystywać do sterowania procesem wyciągowym w ten sposób, aby ograniczyć powstawanie drgań skipów w szybie.

Przeprowadzone przez autorów badania świadczą o tym, że ograniczenie "zrywu" wyciągu wpływa decydująco na amplitudę i charakter tych drgań.

Obecnie autorzy rozważają inne możliwości ograniczenia drgań skipów, polegające na zastosowaniu sprzężenia zwrotnego od funkcji drogi skipu, a także na zastosowaniu ciągów impulsów napięciowych podawanych dodatkowo na twornik silnika.

Literatura cytowana

1. Kiszka J.-"Model matematyczny i sterowanie maszyną wyciągową, jako układem o parametrach rozłożonych"-Rozprawa doktorska-AGH Kraków 1975.
2. Knop H. -"Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych"-Zeszyty Naukowe AGH-Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa-z.67-1975 r.
3. Poturajev W.N.-"Wiertikalnyj transport na gornych priedprijatiach" -Niedra,1975 r.
4. Szklarski L.,Dziadecki A.,Zając M.-"The investigation of the problem of rope oscillation in mine winders by means of digital Simulation"-Congress ICAMC- Ostrava 1977.
5. Szklarski L.,Kiszka J.-"Sterowanie maszyną wyciągową jako układem o parametrach rozłożonych"-Archiwum Górnictwa 1976-z.2
6. Szklarski L.,Skalny A.-"Teoretyczne zagadnienia maszyn wyciągowych" cz.I- PWN 1976 r.

MODELLING OF A HOIST DRIVE WITH THE ROPE ELASTICITY INCLUDED

In this paper the authors present a digital model of a hoist drive including the elasticity of rope. Having considered the reasons of ropes vibrations, the methods of their damping were discussed.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИВОДА ПОДЪЁМНОЙ МАШИНЫ С УЧЁТОМ УПРУГОСТИ ТРОСА

В работе авторы дают цифровую модель привода подъёмной установки с учётом упругости каната. После дискусии о причинах возникновения колебаний канатов проведено анализ способов их глушения. Исследования произведено на симуляционном языке CSSL в системе СУВЕР - 72. Результаты исследований дано на плёттеровых рисунках.