

**ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ**

P 3352/82

GÓRNICtwo

**Z. 114
GLIWICE
1982**

P. 3352/82

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 711



SYLWESTER MARKUSIK

**DYNAMIKA ROZRUCHU
PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH
Z NAPĘDEM JEDNO-LUB DWUBĘBNOWYM
CZOŁOWYM**

(Skrót)

GLIWICE

1982

c2. 7066

OPINIODAWCA

Prof. dr hab. inż. Tadeusz Żur

KOLEGIUM REDAKCYJNE

Jan Bandrowski (redaktor naczelny), Mirosław Chudek (redaktor działu),
Wojciech Mikołajków (sekretarz redakcji)

OPRACOWANIE REDAKCYJNE

Roma Łoś

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0372-9508

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej
ul. Kujawska 2, 44-100 Gliwice

Nakł. 180+85 Ark. wyd. 7,7 Ark. druk. 7,875 Papier druk. kl. V 70x100 70 g
Oddano do druku 30.10.1981 Podpis. do druku 24.11.1981 Druk ukończ. w styczniu 1982
Zam 1357/81 Cena zł 19,-

Skład, fotokopie, druk i oprawę
wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

Chciałbym na wstępie podziękować za cenne uwagi merytoryczne i redakcyjne oraz za dyskusję na temat przedstawionej pracy: Prof. dr hab. inż. Jerzemu ANTONIAKOWI z Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Prof. dr hab. inż. Tadeuszowi ŻUROWI z Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej oraz Prof. dr hab. inż. Ludwikowi MÜLLEROWI z Instytutu Transportu Samochodowego Politechniki Śląskiej.

Równocześnie dziękuję pracownikom Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Dźwignic i Urządzeń Transportowych "DETRANS" w Bytomiu, że przyczynili się do ukazania niniejszej pracy. W szczególności podziękowania składam: mgr inż. Janowi KULIGOWI z Zakładu Badań Mechanicznych oraz mgr inż. Jerzemu JONKOWI z Zakładu Automatykacji Prac Inżynierskich w "DETRANS" za pomoc przy wykonywaniu badań i obliczeń.

P. 64182

SPIS TREŚCI

	Str.
1. WSTĘP	7
2. CEL I ZAKRES PRACY	9
3. DOTYCHCZASOWY STAN WIEDZY W ZAKRESIE MODELOWANIA PROCESÓW NIE- USTALONYCH PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH	12
3.1. Uwagi ogólne	12
3.2. Modelowanie ciągłe	12
3.3. Modelowanie dyskretne	16
3.4. Ocena przydatności poszczególnych modeli	21
4. MODELE PODSTAWOWYCH ZESPOŁÓW PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO	23
4.1. Modelowanie zespołu napędowego przenośnika	23
4.1.1. Cechy charakterystyczne napędów przenośników	23
4.1.2. Model silnika elektrycznego	26
4.1.3. Model sprzęgła	32
4.1.3.1. Model sprzęgła nierozłącznego podatnego ..	32
4.1.3.2. Model sprzęgła śrutowego	38
4.1.3.3. Model sprzęgła hydrokinetycznego	41
4.2. Model sprzężenia ciernego między bębniem a taśmą	46
4.3. Model oporów ruchu	47
4.4. Model sił czynnych w taśmie	50
4.5. Model naciągu wstępnego taśmy	50
5. MODEL REOLOGICZNY TAŚMY PRZENOŚNIKOWEJ	54
5.1. Cechy reologiczne taśm przenośnikowych	54
5.2. Model dwuparametrowy taśmy	55
5.3. Model trójparametrowy taśmy	60
5.4. Model czteroparametrowy taśmy	65
6. BUDOWA MODELI MECHANICZNYCH PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH	67
6.1. Model przenośnika z taśmą traktowaną jako układ ciągły ...	67
6.2. Model dyskretny przenośnika taśmowego	70
6.2.1. Przenośnik z taśmą dwuparametrową	70
6.2.2. Przenośnik z taśmą trójparametrową	79
6.3. Zasady budowy modeli dyskretnych przenośników	84

	Str.
7. WERYFIKACJA PRZYJĘTEGO MODELU MECHANICZNEGO TAŚMY ORAZ PRZENOŚNIKA	88
7.1. Badanie własności sprężystych i tłumiących taśm przenośnikowych	88
7.2. Badania przenośnika taśmowego w warunkach eksploatacyjnych	95
7.2.1. Wyniki pomiarów	95
7.2.2. Porównanie wyników pomiarów przenośnika z obliczeniami	97
8. UWAGI KOŃCOWE	100
8.1. Wnioski	100
8.2. Kierunki dalszych badań	102
DODATEK	104
D.1. Opis aparatury i stanowisk do badań	104
D.1.1. Konstrukcja stanowisk badawczych i aparatura do badań cech sprężystych i tłumiących taśm	104
D.1.2. Metodyka pomiarów laboratoryjnych i eksploatacyjnych	106
D.2. Badania własności sprężystych i tłumiących taśm przenośnikowych z krzywych peźzania	108
D.3. Praktyczne wykorzystanie wyników z badań stanów nieustalonych przenośników taśmowych	111
D.3.1. Parametry silników elektrycznych stosowanych w napędach przenośników taśmowych	111
D.3.2. Ocena poprawności doboru zespołów przenośnika	113
D.3.2.1. Dobór taśmy	113
D.3.2.2. Dobór sprzęgła	115
D.3.2.3. Dobór napinania	118
LITERATURA	119
STRESZCZENIA	124

1. WSTĘP

Przenośniki taśmowe stosowana są głównie w dwóch dziedzinach: jako niekonwencjonalne środki transportu dla ładunków masowych (sypkich) na krótkiej i średniej odległości (2÷50 km) oraz jako urządzenia transportu ciągłego dla różnych ładunków (sypkich lub sztukowych) na obzarze zakładów przemysłowych ($L < 2000$ m). Ważną dziedziną zastosowania transportu taśmowego jest transport wewnątrzzakładowy. Bardzo szeroko jest on stosowany w górnictwie węgla kamiennego i brunatnego oraz w zakładach energetycznych, w których podstawowym paliwem jest miąż węgłowy. Zwłaszcza w górnictwie podziemnym systemy transportowe przenośników taśmowych mają decydujące znaczenie dla sprawnego funkcjonowania kopalń.

Planowany rozwój górnictwa i koncentracja produkcji w coraz więkzych kopalniach powoduje, że zainteresowanie tematyką transportu taśmowego stale rośnie, szczególnie w odniesieniu do nowych rozwiązań systemów transportu, konstrukcji urządzeń, ich niezawodności pracy oraz kosztów eksploatacji. W górnictwie podziemnym i odkrywkowym oraz w energetyce, system transportowy jest więc jednym z podstawowych elementów systemu maszynowego. W tym systemie taśmociągłem nazywa się zbiór przenośników taśmowych połączonych szeregowo w ciąg transportowy. Przenośnikiem taśmowym jest urządzenie transportowe o ruchu ciągłym i zasięgu ograniczonym, przenośnym nosiwo na powierzchni taśmy. A zatem między systemem transportowym a otoczeniem tego systemu (chodniki w kopalni podziemnej, składowisko węgla w elektrowni itd.) występują oddziaływania wynikające ze zorganizowanej współpracy, której towarzyszą również oddziaływania o charakterze losowym. Zagadnienia te wykraczają jednak poza ramy niniejszej pracy i będą w dalszych rozdziałach omawiane jedynie w zakresie niezbędnym dla przedstawienia podstawowych problemów teoretycznych transportu taśmowego. Przenośniki taśmowe w całej gamie różnorodnych zastosowań nie są identyczne w zakresie cech i rozwiązań konstrukcyjnych. W zakresie przenośników krótkich i średnich długości ($L < 1000$ m), cechujących się jednostkami napędowymi o mocy nie większej niż 630 kW, posiadamy w kraju największe doświadczenia konstrukcyjne i eksploatacyjne, wynikające z dużego stopnia unifikacji i koncentracji produkcji podstawowych zespołów tych przenośników oraz szerokiego frontu ich zastosowania w kopalniach węgla kamiennego i brunatnego oraz w elektrowniach. Problemem teoretycznym występującym w przenośnikach taśmowych, których znajomość jest potrzebna konstruktorom i użytkownikom tych maszyn jest poświęcona niniejsza praca. Oczywiście, że zagadnienia poruszone w niniejszej pracy dotyczą również przenośników taś-

mowych długich ($L > 1000$ m) i wielonapędowych, jednak ze względu na istotne różnice konstrukcyjne w porównaniu z przenośnikami z pojedynczym lub zdwojonym układem napędowym, nie można wyników badań i analiz teoretycznych rozciągnąć na całą rodzinę przenośników taśmowych. Wymaga to odrębnych badań.

2. CEL I ZAKRES PRACY

Wraz z rozwojem zastosowania przenośników taśmowych wyłania się szereg problemów natury teoretycznej i konstrukcyjnej, zmuszających do prowadzenia kompleksowych badań nad nimi. Szczególne znaczenie mają stany nieustalone pracy przenośnika taśmowego, występujące podczas rozruchu, hamowania lub zmiany jego obciążenia. W dotychczasowej praktyce konstrukcyjnej obliczenia podstawowych parametrów przenośnika były wykonywane metodami uproszczonymi (np. przy założeniu sztywności taśmy) w oparciu o wzory empiryczne. Z tych względów, z uwagi na stosowane uproszczenia i pominięcie w analizie szeregu zjawisk, przyjmowano do niedawna np.: wysokie współczynniki doboru taśmy ($\lambda = 10-13$), nadmierne rozbudowane wieże napinające itd. Większość przenośników taśmowych o długościach poniżej 1000 m, z jednym lub dwoma bębniami napędowymi o wydajności $Q_t < 2000$ t/h, które są tematem niniejszej pracy, posiadają moc zainstalowaną w napędzie w przedziale 75-630 kW. W tych napędach stosowane są najczęściej silniki klatkowe oraz ułatwiające rozruch sprzęgła poślizgowe: hydrokinetyczne bądź śrutowe. Charakter rozruchu przenośnika zależy od charakterystyki napędu oraz momentów bezwładności mas pozostających w ruchu obrotowym lub postępowym. W przenośnikach krótkich taśma obciążona jest w nieznacznym stopniu w stosunku do obciążenia dopuszczalnego. Przebieg rozruchu w takim przenośniku ma niewielki wpływ na dobór podstawowych zespołów przenośnika. W napędach takich przenośników stosowane są tanie sprzęgła nierozłączne, o cechach podatnych. W przenośnikach dłuższych, w których taśma wykorzystana jest w pełni, przebieg rozruchu i wielkość sił występujących w taśmie mają decydujące znaczenie na dobór i cechy wszystkich zespołów przenośnika. Z tych względów stan rozruchu przenośnika taśmowego był przedmiotem badań licznych ośrodków naukowych w kraju i za granicą (L. 5; 11; 25; 38; 40; 50; 70; 79). Wyznaczenie poszczególnych wielkości (sił, przemieszczeń), występujących w przenośniku taśmowym w stanie nieustalonym poprzez pomiary (najczęściej w warunkach eksploatacyjnych), jest żmudne i kosztowne. Nabierają więc znaczenia metody modelowania stanów dynamicznych, umożliwiające symulację okresów nieustalonych pracy przenośnika. Przenośnik taśmowy stanowi układ mechaniczny, w którym współpracujące zespoły są powiązane ze sobą i posiadają wzajemny wpływ na siebie. Nie należy więc oddzielnie analizować zjawisk zachodzących jedynie w niektórych zespołach lub elementach przenośnika (w silniku, sprzęgle, taśmie itd.), ale potraktować je łącznie w miarę możliwości w tej samej konwencji. Matematyczny model każdego z tych zespołów powinien w maksymalnym stopniu

odzworować rzeczywiste zjawiska zachodzące w tym elemencie. Dotychczas znane metody modelowania polegają na dokładnym opisie zjawisk zachodzących tylko w niektórych, wybranych elementach przenośnika, z pominięciem lub znacznym uproszczeniem opisu pozostałych jego członów. Uniemożliwia to uogólnienie tych metod i zmniejsza dokładność uzyskiwanych wyników. Brak metody obliczeniowej pozwalającej na pełną i pewną analizę zjawisk występujących w przenośnikach taśmowych podczas rozruchu uzasadnia celowość podjęcia niniejszej pracy.

Praca składa się w zasadzie z pięciu głównych części. W części pierwszej omówiono dotychczasowy stan wiedzy w zakresie modelowania stanów nieustalonych przenośników taśmowych. W części drugiej przedstawiono modele podstawowych elementów i zespołów przenośnika taśmowego. W części tej podano modele matematyczne elementów napędu, oporów ruchu i napinania taśmy. Trzecia część pracy poświęcona jest zagadnieniu określenia optymalnego modelu reologicznego taśmy przenośnikowej. Problem ten wyodrębniono w osobny rozdział, ze względu na wagę zagadnienia dla stanów dynamicznych pracy przenośnika taśmowego oraz ze względu na obszerność tego tematu. Przedstawiono analityczne rozwiązanie modeli reologicznych taśmy: dwuparametrowego, trójparametrowego oraz czteroparametrowego. W części czwartej pracy podano zasady budowy modeli mechanicznych przenośników taśmowych. Omówiono zasady modelowania przenośników jako układów ciągłych i dyskretnych.

Dla przedstawionych modeli fizycznych przenośników taśmowych podano równania ruchu, z uwzględnieniem przyjętych w poprzedniej części modeli podstawowych zespołów przenośnika. W części piątej pracy dokonano weryfikacji przyjętego do ostatecznych obliczeń inżynierskich modelu taśmy oraz modelu mechanicznego przenośnika taśmowego. Za pomocą maszyny cyfrowej przeprowadzono obliczenia przebiegu rozruchu przenośnika taśmowego, tego samego, na którym dokonano pomiarów rozruchu w warunkach eksploatacyjnych. Dokonano porównania uzyskanych wyników pomiarów z wynikami uzyskanymi z obliczeń modelowych przenośnika. Pracę zakończono podaniem wniosków oraz kierunków dalszych badań nad dynamiką rozruchu przenośników taśmowych.

Celem niniejszej pracy było stworzenie ogólnego modelu matematycznego przenośników taśmowych, stosowanych w górnictwie podziemnym i energetyce, umożliwiającego analizę procesów nieustalonych w przenośnikach. Przeprowadzone obliczenia i pomiary wykazały, że zastosowanie tego modelu pozwala na wszechstronną analizę zachowania się przenośników w stanach dynamicznych jego pracy. Zaproponowane w pracy modele fizyczne i matematyczne przenośników taśmowych umożliwiają projektantom tych przenośników dialog z maszyną cyfrową, doprowadzający do optymalizacji ich konstrukcji. Analiza dokładności wykazała, że uzyskane z obliczeń wyniki w zadowalającym stopniu odpowiadają wartościom uzyskanym z pomiarów. Występujące w niektórych przypadkach rozbieżności mogą wynikać z przyjętych uproszczeń modeli lub z niedokładności danych wejściowych, jak również mogły wynik-

nąć z warunków prowadzenia pomiarów. Rozwiązanie modelu matematycznego pozwala uzyskać przebiegi prędkości, sił i przemieszczeń w dowolnym punkcie przenośnika, a na ich podstawie również przyspieszeń i naprężeń. Równocześnie można uzyskać przebiegi momentów, mocy i poślizgów silnika napędowego lub sprzęgła. Z obliczeń modelowych można uzyskać szereg wskaźników ułatwiających konstruktorom przenośników optymalny dobór taśmy, sprzęgła w napędzie oraz urządzeń do wywołania naciągu taśmy. Opracowany model może służyć do optymalnego wyboru typu silnika elektrycznego (klatkowy czy pierścieniowy) dla określonej konstrukcji przenośnika. W zasadzie istnieje możliwość badania wpływu każdego parametru wejściowego, występującego w przedstawionych modelach przenośników. Również na etapie opracowywania koncepcji rozwiązania przenośnika taśmowego, konstruktor może założyć wstępnie pewne parametry, a następnie dobrać taśmę, napęd i napinanie przenośnika.

można zastąpić modelem liniowo-sprężystym (ciągłym) oraz opisano ruch taśmy przenośnika za pomocą równania różniczkowego drgającej struny:

$$E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - Q \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0, \quad (3.1)$$

gdzie:

$u(x,t)$ - przemieszczenie sprężyste przekrojów taśmy zależne od współrzędnej odległości x oraz czasu t ,

E - moduł sprężystości taśmy,

Q - gęstość taśmy.

Drgania w taśmie przenośnika opisane równaniem 3.1 mają charakter drgań nietłumionych, które można scharakteryzować bezwymiarowym parametrem częstości:

$$\lambda_1 = \omega \sqrt{\frac{Ql^2}{E}}, \quad (3.2)$$

gdzie:

ω - częstość drgań układu,

l - długość rozpatrywanego odcinka taśmy.

Nie nadaje się więc równanie 3.1 do analizy ruchu falowego ze względu na brak zaniku drgań naprężeń w taśmie przenośnika, co wynika z nieuwzględnienia oporów ruchu przenośnika. Podobne uproszczenia w rozumowaniu przyjęto także w pracach L. 6; 22; 71.

W modelu A. Decowskiego przyjęto (L. 17, 18), że taśma posiada charakterystykę liniowo-sprężystą oraz uwzględniono opory ruchu taśmy równomiernie rozłożone wzdłuż trasy przenośnika (rys. 3.1). Równowagę elementu taśmy można wówczas opisać równaniem różniczkowym drgań struny:

$$E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} Q = \frac{w}{B}, \quad (3.3)$$

gdzie:

w - opór jednostkowy ruchu taśmy,

B - szerokość taśmy.

Założono, że prędkość przekrojów taśmy nie zmienia znaku i jest zgodna z kierunkiem przyłożonej do końca taśmy niemalejącej i nieskokowej siły $S(t)$.

Równania równowagi zapisano przy założeniu, że taśma jest obciążona równomiernie obciążeniem q , pochodzącym od masy transportowanego nosiwa. Ruch taśmy po podłożu pod obciążeniem q wywołuje opory tarcia w . W taśmie powstaje więc fala, której parametry mogą być określone po rozwiązaniu równania drgającej struny.

3. DOTYCHCZASOWY STAN WIEDZY

W ZAKRESIE MODELOWANIA PROCESÓW NIEUSTALONYCH PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH

3.1. Uwagi ogólne

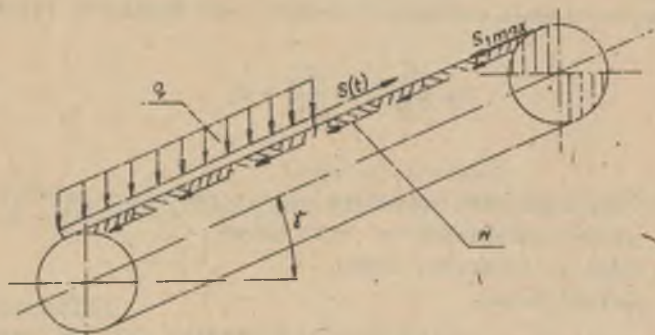
Rozruch przenośnika taśmowego jest możliwy po wywołaniu niezbędnego naciągu wstępnego w taśmie z chwilą uruchomienia silnika napędowego. Przez bębny napędowy oraz zwrotny przewija się taśma, w której pod wpływem przyłożonego obciążenia impulsowego pochodzącego od silnika powstają fale napięć. Fala obciążenia przemieszcza się od bębna napędowego do bębna zwrotnego i powraca taśmą dolną do bębna napędowego. Cała taśma nie rusza z miejsca natychmiast, lecz w miarę rozchodzenia się fali napięcia ruszają coraz dalej jej partie i rosną masy objęte rozruchem. Fale w taśmie interferują ze sobą odbijając się od odcinków taśmy znajdujących się na bębnach. Wyrównywaniu napięć w taśmie towarzyszą drgania wzdłużne, tłumione przez tarcia wewnętrzne w taśmie oraz przez opory ruchu. Przy zbyt małym naciągu wstępnym w taśmie zbiegającej z bębna napędowego może nastąpić poślizg niesprężysty taśmy na bębnie, w czasie którego prędkość bębna jest większa niż taśmy.

W obliczeniach praktycznych przenośników taśmowych, stosowanych niekiedy do dzisiaj w licznych biurach projektowych zakłada się, że cała taśma rusza jednocześnie, z chwilą wywołania momentu rozruchowego silnika. Przyjmuje się więc taśmę przenośnika jako element sztywny z liniowo narastającą prędkością. Występujące siły dynamiczne uwzględnia się poprzez przyjęcie wysokich współczynników zapasu, obliczając przenośnik dla obciążeń statycznych (L.95). W pracach dotychczas prowadzonych nad zagadnieniem modelowania stanów nieustalonych przenośników taśmowych decydującym kryterium podziału było przyjęcie systemu opisu taśmy przenośnika. Przyjmowano dwa systemy modelowania taśmy:

- a) za pomocą równań różniczkowych zwyczajnych - mówimy wtedy o modelu systemu z parametrami skupionymi,
- b) za pomocą równań różniczkowych cząstkowych - mówimy wówczas o modelowaniu ciągłym, tzn. parametry modelu rozłożone są w sposób ciągły.

3.2. Modelowanie ciągłe

Z prac w zakresie dynamiki rozruchu przenośników taśmowych wykonanych za granicą na uwagę zasługuje opracowanie L. 74. Przyjęto w nim, że taśmę



Rys. 3.1. Model obciążenia taśmy przenośnika

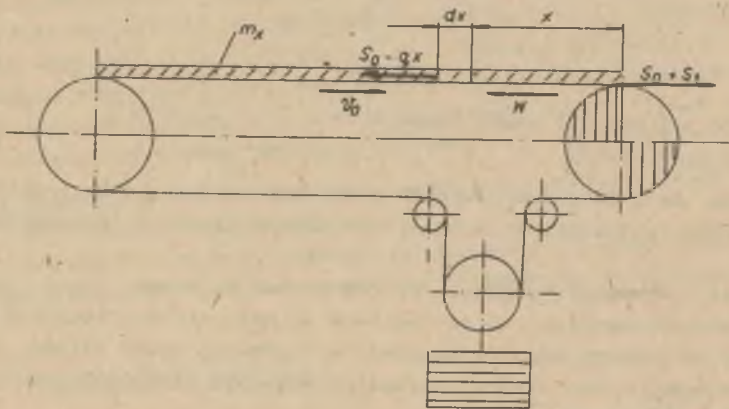
Maksymalna siła w taśmie nabiegającej na bęben napędowy przy rozruchu wynosi:

$$S_{1 \max} = S_0 + \left[\left(\frac{K}{A} + \frac{R}{2} \right) (1 - e^{-At}) - \frac{R}{A} \right] \frac{EB}{C_1} + \frac{1}{2} W_1 C_1 \tau, \quad (3.4)$$

gdzie:

- S_0 - naciąg wstępny taśmy,
- C_1 - stała zależna od sprężystości taśmy i gęstości nosiwa,
- τ - czas obiegu fali napięcia dookoła przenośnika,
- K, A, R i W_1 - współczynniki stałe.

Szczególną wagę w modelowaniu stanów nieustalonych przenośnika taśmowego T. Żur przypisuje taśmie (L. 25; 26; 28; 29; 94 i 110). Przyjęty przez niego schemat przenośnika taśmowego - zakładając, że masa nosiwa oraz taśmy jest równomiernie rozłożona wzdłuż trasy przenośnika - przedstawiono na rys. 3.2.



Rys. 3.2. Schemat przenośnika taśmowego z napinaniem ciężarowym

Równanie ruchu dla ciężna górnego przenośnika posiada postać (L. 25):

$$m_x \frac{d\bar{v}}{dt} = \sum P_1 + (\bar{u} - \bar{v}_s) \frac{du_x}{dt}, \quad (3.5)$$

gdzie:

- \bar{v}_s - prędkość środka masy odcinka taśmy o długości x ,
- \bar{u} - prędkość środka masy odcinka taśmy o długości dx w chwili t ,
- $\sum P_1$ - suma sił zewnętrznych działających na odcinek taśmy o długości x podczas rozruchu.

Równanie 3.5 mimo pozornego zapisu jako równanie różniczkowe o jednej zmiennej, należy w rzeczywistości do równań różniczkowych cząstkowych (ponieważ drugą zmienną jest długość taśmy x). Ogólne rozwiązanie tego równania jest możliwe jedynie w przypadku wprowadzenia założeń upraszczających (np.: liniowe narastanie prędkości), wiążących zmianę masy podlegającej rozruchowi w czasie ze zmianą jej prędkości. Przy powyższych założeniach można uzyskać prędkość rozchodzenia się fali napięcia w taśmie:

$$c = \sqrt{\frac{B \cdot x \cdot E_u}{Q \left(1 + \frac{f - q}{a_b \cdot Q} \right)}}, \quad (3.6)$$

gdzie:

- z - ilość przekładek w taśmie,
- E_u - moduł sprężystości udarowej,
- Q - masa zredukowana ciężna,
- q - statyczny spadek napięcia taśmy przed rozruchem, uwzględniający różnice napięcia występujące wzdłuż trasy przenośnika podczas postoju,
- f - opory jednostkowe ruchu ciężna,
- a_b - przyspieszenie bębna napędowego.

Rozwiązując równanie 3.5 względem siły S_1 można obliczyć siły występujące w taśmie podczas rozruchu bądź siłę czynną P . Podobny sposób zapisu i rozwiązywania równań określających stany dynamiczne w przenośniku taśmowym przedstawiono w pracach L. 88 i 90.

S. Azarewicz przyjął (L. 5), że przenośnik taśmowy jest klasycznym układem o parametrach rozłożonych w sposób ciągły. Założono, że taśma posiada cechy modelu reologicznego Kelvina-Voigta. Dynamikę rozruchu przenośnika opisano równaniem różniczkowym cząstkowym o zmiennych przemieszczenia i czasu. Rozpatruje warunki równowagi sił w taśmie przenośnika z uwzględnieniem oporów ruchu przenośnika jako równomiernie rozłożonych wzdłuż trasy przenośnika. Równanie opisujące drgania sprężyste taśmy przenośnika wygląda następująco:

$$C_f^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \eta \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x^2 \partial t} - \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = \frac{w(x,t)}{Q} + \frac{dv}{dt} \quad (3.7)$$

gdzie:

$C_f = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ - prędkość rozchodzenia się fali sprężystej,

$\eta = \frac{\eta}{\rho}$ - współczynnik lepkości,

$u(x,t)$ - odkształcenie wzdłużne taśmy,

$w(x,t)$ - opory ruchu taśmy na jednostkę długości i jednostkę pola przekroju,

Q - masa jednostkowa taśmy, nosiwa, krążników,

v - prędkość przesuwu taśmy jako ciała sztywnego.

Równanie 3.7 jest słuszne dla przenośnika nieobciążonego (pustego), w którym prędkość rozchodzenia się fali w cięgnie górnym i dolnym jest w przybliżeniu równa. Dla przenośnika obciążonego drgania taśmy należy opisać układem dwóch równań; odpowiednio dla taśmy górnej i dolnej. Analogiczny sposób opisu ruchu przenośnika przedstawiono również w pracach L9; 11 i 76.

3.3. Modelowanie dyskretne

Model przenośnika wg J. Antoniake opracowano przy założeniach (L. 4), że taśma jest elementem idealnie sprężystym, rozpiętym pomiędzy dwoma bębnami i napięta jest układem ciężarowym (rys. 3.3). W przyjętym modelu nie uwzględniono oporów ruchu taśmy przenośnikowej. Masę nosiwa oraz taśmy zredukowano do punktu obliczania siły dynamicznej.

Prędkość fali sprężystej w taśmie:

$$v_{g,d} = \sqrt{\frac{S_{sz}}{Q_{g,d}}} \quad (3.8)$$

gdzie:

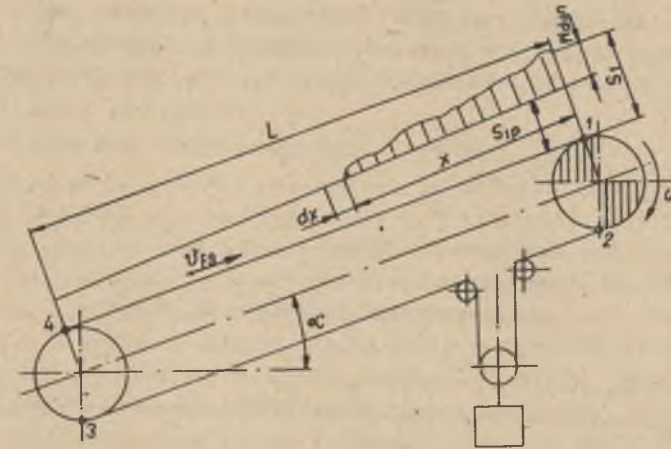
S_{sz} - napięcie w cięgnie górnym lub dolnym,

$Q_{g,d}$ - masa zredukowana w cięgnie górnym lub dolnym.

Proces rozruchu składa się z dwóch okresów: okresu ciągnięcia taśmy z miejsca oraz okresu przyspieszenia taśmy. W pierwszym okresie fala sprężysta przesuwa się w taśmie od bębna napędowego wzdłuż trasy przenośnika.

Czas ciągnięcia taśmy (okres pierwszy) można określić:

$$t_c = \frac{L_g}{v_g} + \frac{L_d}{v_d} \quad (3.9)$$



Rys. 3.3. Model przenośnika taśmowego pechylonego

gdzie:

$L_{g,d}$ - długość cięgna górnego lub dolnego.

Długość okresu przyspieszenia taśmy oblicza się z zależności:

$$t_p = \frac{v_n - v_{1c}}{a} \quad (3.10)$$

gdzie:

a - przyspieszenie taśmy,

$v_n; v_{1c}$ - prędkość nominalna oraz na końcu okresu ciągnięcia.

Siła dynamiczna pociągowa (czynna):

$$W_{dyn} = v_1 Q_g v_{fg} \quad (3.11)$$

gdzie:

v_1 - prędkość taśmy na bębnie napędowym w punkcie 1 (rys. 3.3).

Siła czynna w taśmie:

$$S_1 = S_{1p} + W_{dyn} + W_{et} \quad (3.12)$$

gdzie:

W_{et} - opory ruchu taśmy przenośnika.

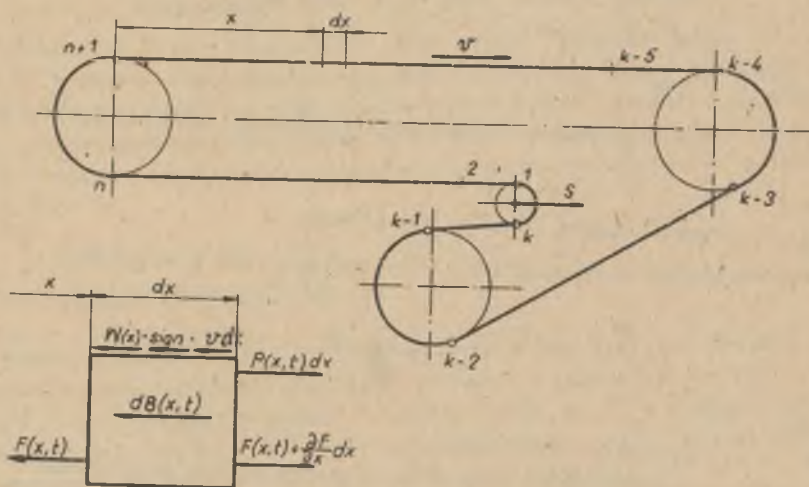
Przedstawiony przez B. Karolewskiego sposób modelowania stanów nieustalonych przenośnika taśmowego (L. 40) jest najbardziej zbliżony do systemu modelowania przedstawionego w niniejszej pracy. Przyjął on, że przenośnik taśmowy jest maszyną składającą się z szeregu współpracujących ze-

społów: silnika, taśmy, urządzenia napinającego itd. i opisując je we wspólnej konwencji, stworzył model przenośnika taśmowego przystosowanego do rozwiązania na maszynie cyfrowej. Traktując początkowo taśmę jako układ ciągły, równanie ruchu przenośnika taśmowego (rys. 3.4) przyjmuje postać:

$$F(x,t) + \frac{\partial F}{\partial x} dx - dB(x,t) - W(x)\text{sign } v dx + P(x,t)dx = 0, \quad (3.13)$$

gdzie:

- $dB(x,t)$ - siła bezwładności,
- $W(x)\text{sign } v dx$ - opory ruchu przenośnika,
- $P(x,t)dx$ - siła zewnętrzna pochodząca od napędu.



Rys. 3.4. Model przenośnika taśmowego z taśmą potraktowaną jako układ o nieskończonej liczbie stopni swobody

W modelu matematycznym przenośnika równanie 3.13 zostało przekształcone i wyeliminowano z niego zmienną przestrzenną uzyskując model dyskretny. Równania opisujące ruch taśmy mają postać:

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{1}{m_i} \left[\frac{F_{i+1} - F_i + P(i)}{l_i} - W_i \text{sign } v_i \right] \quad \text{dla } i = 1, 2, \dots, k-1 \quad (3.14)$$

$$\frac{dF_i}{dt} = \frac{AE}{l_{i-1}} \left[v_i - v_{i-1} + \tau \frac{d}{dt} (v_i - v_{i-1}) \right] \quad \text{dla } i = 1, 2, \dots, k$$

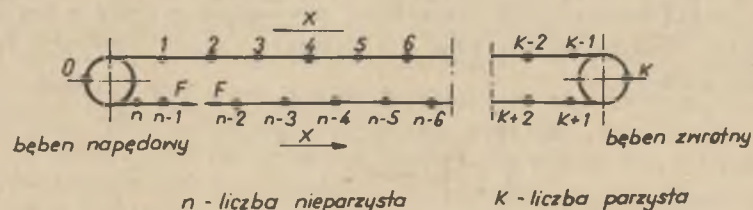
gdzie:

- F_i, v_i - przebiegi w czasie prędkości i siły w taśmie w i-tym punkcie,
- m_i - zredukowana masa jednostkowa taśmy między i oraz i+1 punktem,

- l_i - długość odcinka taśmy między punktami i oraz i+1,
- $P(i)$ - siła obwodowa od napędu przekazywana taśmie,
- W_i - jednostkowy opór ruchu między punktami i oraz i+1,
- A - pole przekroju poprzecznego przekładek w taśmie,
- E - moduł sprężystości,
- τ - czas relaksacji.

Rozwiązaniem tego modelu przenośnika są przebiegi sił w dowolnym punkcie taśmy w czasie rozruchu, prędkości taśmy, momentu napędowego silnika, prądów rozruchowych w stojanie silnika oraz napięcia na zaciskach silnika. Podobny charakter posiada praca K. Pieńkowskiego (L. 79), w której uwzględniono modele niektórych zespołów przenośnika np.: silnika elektrycznego i przekładni zębatej. Taśmę przyjęto jako ciało dwuparametrowe (Kelvina-Voigta), tworząc dyskretny model przenośnika. Układ równań ruchu nieustalonego rozwiązano metodą energetyczną Hamiltona. W pracy dokonano obliczeń modelowego przenośnika taśmowego, ale nie zweryfikowano ich pomiarami na rzeczywistym przenośniku. W obliczeniach oparto się na parametrach taśm przenośnikowych opracowanych przez innych autorów.

Dyskretny model przenośnika taśmowego z uwzględnieniem cech reologicznych taśmy przedstawił również R. Jabłoński (L. 39). Zredukowane masy taśmy, nosiwa, napędu, krążników skupiono w punktach rozłożonych wzdłuż trasy przenośnika (rys. 3.5). Masy te skupiono w $\frac{n+1}{2}$ punktach oznaczonych liczbami parzystymi. Masę zredukowaną napędu i przynależnych części taśmy, nosiwa i krążników skupiono w punkcie O, natomiast zredukowaną masę bębna zwrotnego skupiono w punkcie K. Zredukowane masy cięgna górnego i dolnego rozmieszczono w punktach 2 do K+2 oraz w punktach K+2 do n-1.

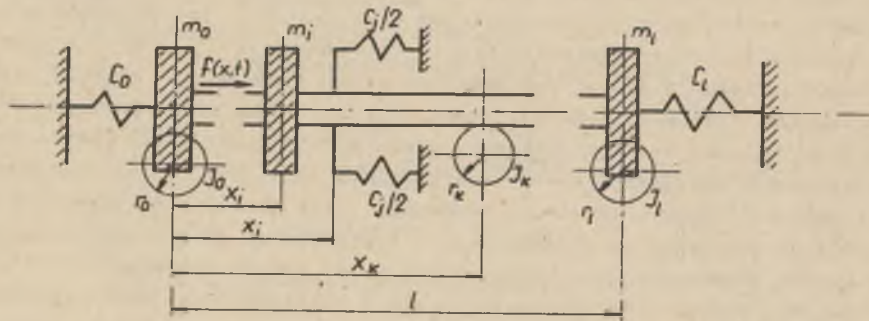


Rys. 3.5. Dyskretny model przenośnika taśmowego

Założono, że przeniesienie momentu obrotowego z silnika na bęben napędowy odbywa się w sposób sztywny. Zmiany momentu obrotowego silnika elektrycznego, oporów ruchu oraz wpływ urządzeń napinających przyjęto w podobny sposób jak w niniejszej pracy (należy zauważyć, że publikacja R. Jabłońskiego L. 39 ukazała się już po wydaniu prac autora L. 56; 57; 63; 64; 65; 66 i 67). Taśmę modelowano trójparametrowym liniowym modelem standardowym (L. 38). Model dyskretny przenośnika wg R. Jabłońskiego daje informacje odnośnie do przebiegu zmian sił w taśmie, prędkości i przyspieszeń

taśmy w określonych punktach przenośnika oraz o pracy urządzenia napinającego.

Interesującą pracę w zakresie modelowania stanów dynamicznych przenośników taśmowych przedstawia B. Hetman (L. 36). Przenośnik taśmowy potraktowano jako układ dyskretno-ciągły. Taśmę oraz nosiwo przyjęto jako rozłożone w sposób ciągły, natomiast elementy napędu, napinania, bębnow itd. są rozłożone w sposób dyskretny na trasie przenośnika (rys. 3.6).



Rys. 3.6. Model dyskretno-ciągły przenośnika taśmowego

Na rys. 3.6 oznaczono: zastępcze masy wirujące $\frac{I_0}{r_0^2}$; $\frac{I_1}{r_1^2}$; $\frac{I_K}{r_K^2}$; sprężystość podpór C_0 , C_1 , C_j oraz siłę zewnętrzną działającą z napędu $f(x,t)$. Równania ruchu układu napisano jako sumę energii kinetycznej i potencjalnej poszczególnych elementów modelu przenośnika.

Rozwiązanie równań ruchu przenośnika dokonano w oparciu o rachunek dystrybucyjny. Dowolna współrzędna określająca przemieszczenie sprężyste przekroju taśmy:

$$u(x,t) = f_1(K_n, L_n) + f_2(g, U_n), \quad (3.15)$$

gdzie:

- K_n, L_n - współczynniki funkcji cyklotometrycznych,
- g - obciążenie zewnętrzne,
- U_n - funkcja własna równania ruchu przenośnika.

Po przyjęciu szeregu założeń upraszczających równanie ruchu nieustalonego przenośnika przybiera postać:

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - AE \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{J_1}{r_1^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \delta(x-l_1) = f(x,t) \quad (3.16)$$

Równanie ruchu przenośnika 3.16 rozwiązano w sposób ogólny, przyjmując dla uproszczenia, że taśma jest prętem sprężystym o stałym przekroju. Uzyskanych wyników z obliczeń modelowych również nie zweryfikowano drogą pomiarów na rzeczywistym przenośniku.

3.4. Ocena przydatności poszczególnych modeli

Generalnie można stwierdzić, że żaden z przedstawionych przez poszczególne autorów modeli przenośników taśmowych nie oddaje w pełni jego warunków pracy w czasie rozruchu. Ani jeden model nie jest modelem kompleksowym, tzn. nie zawiera wszystkich elementów i zespołów przenośnika oraz nie ujmuje pełnego wpływu czynników zewnętrznych i wewnętrznych na przebieg jego rozruchu.

Analiza przyjętego modelu przenośnika taśmowego przez A. Decowskiego każe wysunąć szereg zastrzeżeń co do wpływu przyjętych uproszczeń na wartość wyników uzyskanych z obliczeń. Przyjęcie modelu "ciągłego" taśmy, tj. pręta sprężystego, pociągnęło za sobą założenie, że rozruch każdej cząstki nosiwa i taśmy odbywa się w tych samych warunkach, co jest sprzeczne tak z intuicją, jak i obserwacjami. Również konieczność założenia rozruchu ze stałym przyspieszeniem (a więc i stałość momentu dynamicznego) jest w dużej rozbieżności z rzeczywistością. Model T. Żura był zbudowany dla potrzeb badań procesów falowych zachodzących w taśmie przenośnika i dla takich celów spełnia zadowalająco swe zadanie. Świadczy o tym również weryfikacja doświadczalna przyjętego modelu reologicznego taśmy. Ponieważ określano przebieg fali naprężeń w taśmie w pierwszym półokresie drgań, taśmą zachowywała się w tym czasie jak model Hooke'a (duży gradient prędkości powodował blokadę tłumika w modelu Kelvina-Voigta). Stąd dokładnie wyznaczono wartości modułu sprężystości udarowej (E_B) i konfrontowano z pomiarami. Parametry modułu sprężystości opóźnionej E_V oraz współczynnika lepkości η_V były wartościami pośrednimi, stąd ich stosunkowo duża rozbieżność z innymi pracami. W modelu T. Żura nie podjęto problematyki stanu nieustalonego w napędzie przenośnika taśmowego, koncentrując się na procesach falowych zachodzących w taśmie.

Przedstawiony przez J. Antoniaaka model przenośnika tylko w przybliżeniu oddaje rzeczywiste warunki pracy podczas rozruchu. Uwładcznia się to zwłaszcza przy obliczaniu prędkości przemieszczenia fali w taśmie, gdzie różnice pomiędzy wartościami obliczonymi a rzeczywistymi są znaczne.

W pracy S. Azarewicza (L. 5) podano jedynie równanie ruchu opisujące stan dynamiczny przenośnika pustego, nie podając parametrów modelu dwuparametrowego taśmy ani nie podano rozwiązania przedstawionego równania ruchu. Praca nie posiada więc praktycznego znaczenia.

Godna uwagi jest praca B. Karolewskiego (L. 40), w której autor w sposób systemowy ujął zagadnienie modelowania poszczególnych zespołów przenośnika. Budzi jednak zastrzeżenie propozycja określania parametrów reo-

logicznych taśmy (L. 41), które daleko odbiegają od wartości uzyskanych przez innych autorów. Z przedstawionych w rozdziale 3.2 i 3.3 modeli dynamicznych przenośników taśmowych widać, że większość autorów prac skłania się do modelu ciągłego. Jednak wszystkie te modele opierają się na drganiach układów o identycznym równaniu ruchu, jest to tzw. równanie falowe. Układ o parametrach rozłożonych w sposób ciągły powinien być opisany za pomocą równań różniczkowych cząstkowych, które są jednak dla przypadków ogólnych trudne do rozwiązania. Tylko w szczególnych przypadkach równania różniczkowe cząstkowe są łatwe do rozwiązania, ale aby postać rzeczywistego obiektu sprowadzić do modelu fizycznego i matematycznego, którego równania ruchu układu ciągłego są rozwiązywalne prostymi metodami, należy pominąć szereg istotnych czynników i wpływów, ważnych dla obiektu, ale uniemożliwiających rozwiązanie równań ruchu (L. 13). Generalnym niedostatkiem tych modeli wydają się jednak duże trudności ich dalszego rozwijania i uzyskania odpowiedzi w przypadku różnych wariantów konstrukcyjnych przenośnika oraz taśmy przenośnikowej. Jeżeli założyć, że przenośnik (lub inaczej taśma rozpięta między dwoma bębnami) stanowi jednorodny ciągły pręt, to jest niezwykle trudno np. uzyskać odpowiedź na pytanie: jaki jest wpływ położenia stacji napinającej lub jak wpływa zmiana silnika lub sprzęgła w napędzie na proces rozruchu. Widać również, że szereg autorów omawianych prac dokonuje dyskretyzacji układów równań cząstkowych, ze względów praktycznych. Uproszczenie wprowadzone przez zastąpienie układu n parametrach rozłożonych w sposób ciągły przez model o parametrach skupionych prowadzi do równań różniczkowych ruchu nie tylko mniej skomplikowanych (jednej zmiennej), ale w istocie do równań, które dają się rozwiązać metodami znacznie prostszymi. Wykorzystanie przy rozwiązywaniu modelu dyskretnego maszyny cyfrowej umożliwia wszechstronną analizę przyjętego modelu oraz jego rozwój (zwiększanie liczby elementów podziału taśmy lub jej parametrów) w zależności od potrzeb.

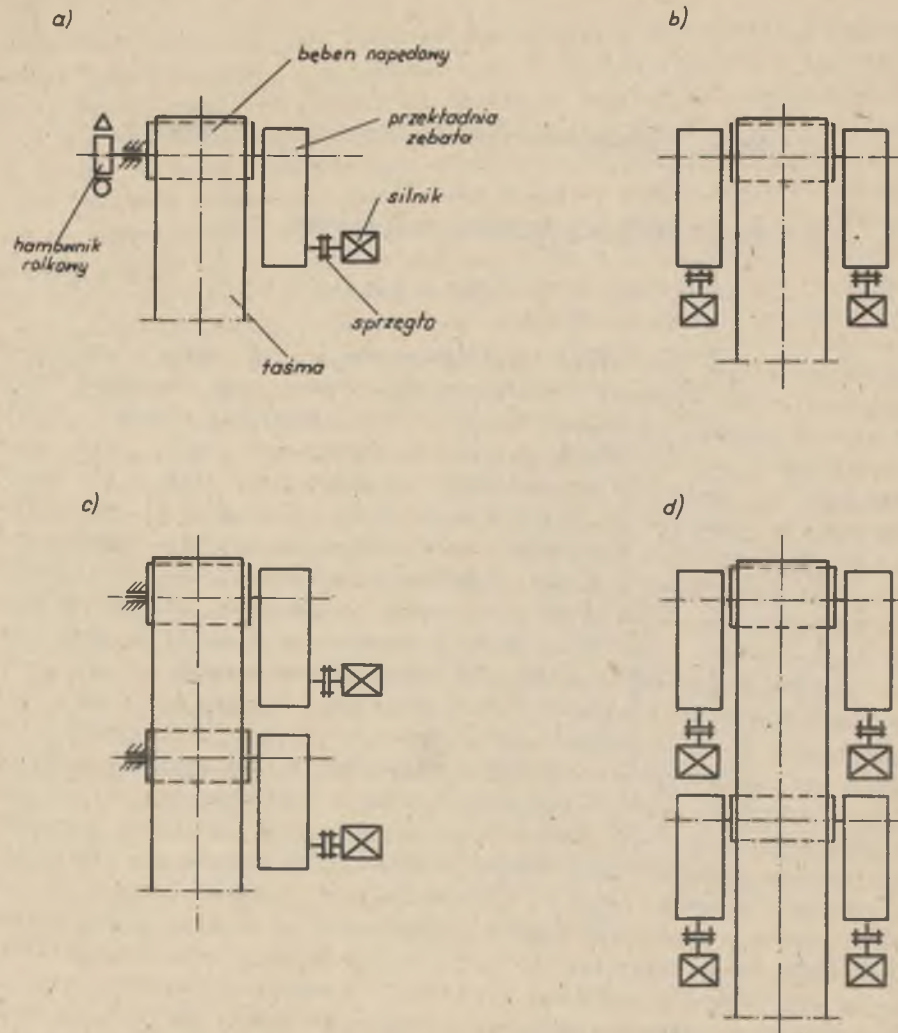
4. MODELE PODSTAWOWYCH ZESPOŁÓW PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO

4.1. Modelowanie zespołu napędowego przenośnika

4.2.1. Cechy charakterystyczne napędów przenośników

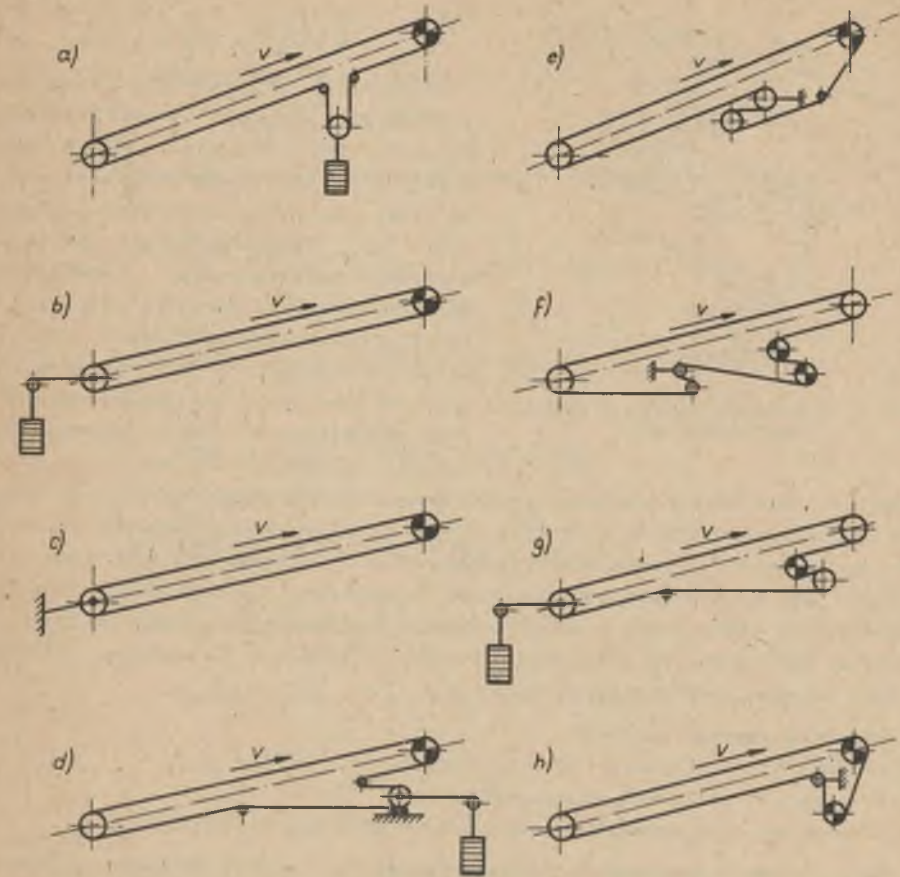
Zadaniem napędu przenośnika jest wprowadzenie w ruch taśmy i utrzymanie żądanej prędkości w czasie ruchu ustalonego. Taśma jest napędzana jednym lub kilkoma bębnami napędowymi (zazwyczaj nie więcej niż trzema i to tylko dla długich przenośników w górnictwie odkrywkowym), przy czym każdy bęben może być napędzany jednostronnie lub dwustronnie (rys. 4.1). Napędy przenośników taśmowych stosowanych w górnictwie podziemnym i energetyce są z reguły jedno- lub dwubębnowe, przy czym bardzo często (zwłaszcza w górnictwie podziemnym) stosowany jest napęd dwustronny. W przenośnikach, w których siły wywierane przez opory ruchu i nosiwo są skierowane przeciwnie do kierunku ruchu taśmy napęd umieszcza się w stacji czołowej. Schematy układów napędowych przenośników taśmowych stosowanych w górnictwie dołowym i energetyce przedstawiono na rys. 4.2. W pracy niniejszej omówiono napędy jedno- i dwubębnowe, przy czym w napędzie dwubębnowym zakłada się, że obydwa bębny są położone bezpośrednio obok siebie i sprzężone elektrycznie (tzn. silniki ich załączane są w tym samym czasie). W górnictwie podziemnym i odkrywkowym oraz energetyce w napędach bębnowych przenośników taśmowych jako jednostkę napędzającą rozumie się zestaw (lub dwa zestawy) napędowy, złożony z ustawionego na wspólnej ramie silnika elektrycznego i przekładni zębatej, połączonych ze sobą za pomocą sprzęgła nierozłącznego podatnego lub sprzęgła poślizgowego oraz hamulca szczękowego lub hamownika rolkowego (rys. 4.3). W napędzie przyjmuje się, że przekładnia jest zespołem sztywnie przenoszącym moment obrotowy od strony silnika i sprzęgła na bęben napędowy. Analiza stanów nieustalonych przenośnika taśmowego będzie prowadzona przy założeniu, że zespołami generującymi drgania są silnik elektryczny i sprzęgło, natomiast przekładnia przenosi je w sposób sztywny na bęben napędowy.

Przyjęto, że zjawiska falowe zachodzące w przekładni zębatej w stanie dynamicznym przenośnika są o tak wysokich częstotliwościach (w porównaniu z częstotliwością drgań w sprzęgle lub w taśmie), że przekładnię można uznać jako element sztywno przenoszący napęd.



Rys. 4.1. Odmiany napędów przenośników taśmowych

a - jednobębnowy, jednostronny; b - jednobębnowy, dwustronny; c - dwubębnowy, jednostronny; d - dwubębnowy, dwustronny

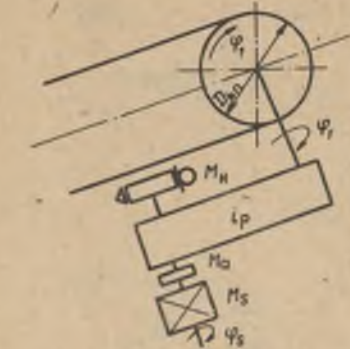


Rys. 4.2. Układy napędowe napędów jedno- i dwubębnowych czołowych

a - napęd jednobębnowy z napinaniem ciężarowym środkowym; b - napęd jednobębnowy z napinaniem ciężarowym końcowym; c - napęd jednobębnowy z napinaniem śrubowym końcowym; d - napęd jednobębnowy z wózką napinającą; e - napęd jednobębnowy z napinaniem śrubowym środkowym; f - napęd dwubębnowy z napinaniem samoczynnym środkowym; g - napęd dwubębnowy z napinaniem ciężarowym końcowym; h - napęd dwubębnowy z napinaniem śrubowym środkowym

4.1.2. Model silnika elektrycznego

W napędach przenośników taśmowych stosuje się silniki asynchroniczne pierścieniowe lub klatkowe. Silnik indukcyjny posiada jedną charakterystykę statyczną, ale wiele dynamicznych (rys. 4.9). Różnica pomiędzy nimi jest znaczna. Charakterystyki dynamiczne silnika pozwalają określić rzeczywiste wartości momentu silnika w funkcji czasu (poślizgu), a ich wyznaczenie jest możliwe przy znajomości parametrów obciążenia od strony maszyny roboczej. Silnik elektryczny stanowi w



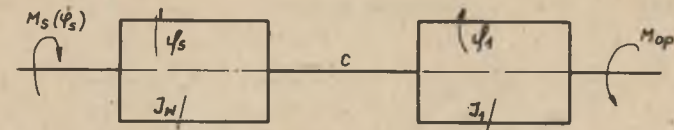
Rys. 4.3. Schemat napędu przenośnika taśmowego

napędzie układ elektromechaniczny. Zachowanie takiego układu można opisać układem równań różniczkowych o liczbie równej liczbie stopni swobody układu. Opis matematyczny silnika elektrycznego oraz zależności pomiędzy poszczególnymi jego parametrami elektrycznymi (oporność, indukcyjność) przyjęto analogicznie jak w pracy L. 40. Przyjmując odpowiednie założenia upraszczające, sprowadza się silnik do modelu o parametrach skupionych. Główne z tych założeń upraszczających to:

- a) symetria uzwojeń fazowych,
- b) równomierność szczeliny powietrznej,
- c) brak nasycenia obwodu magnetycznego,
- d) niewystępowanie wyższych harmonicznych pola magnetycznego.

Model matematyczny silnika indukcyjnego zawiera równania różniczkowe nieliniowe wyższego rzędu o zmiennych współczynnikach. Rozwiązanie takiego układu jest trudne od strony technicznej. W praktyce doprowadza się zawsze do układu równań o stałych współczynnikach. Dokonując niezbędnych przekształceń i uproszczeń modelu matematycznego (równanie napięciowe przekształca się na prądowe, a te z kolei na równania strumienia magnetycznego), uzyskuje się układ równań dostosowany do rozwiązania numerycznego w układzie x - y oraz wyrażenia określające chwilową wartość momentu elektromagnetycznego. W modelu silnika uwzględnia się również warunki zasilania zewnętrznego (przez transformator i przewód zasilający). Ten układ równań, uzupełniony równaniem ruchu napędu (rys. 4.4), stanowi matematyczny model silnika elektrycznego, pozwalający na badanie jego stanów niestabilnych.

Układ równań opisujących stan niestabilny silnika indukcyjnego, dostosowany do rozwiązania na maszynie cyfrowej [L. 82] przedstawia się następująco:



Rys. 4.4. Uproszczony model napędu przenośnika taśmowego

$$\frac{d\psi_{1x}}{dt} = U_{sx} - A_8\psi_{1x} + A_{14}\psi_{1y} + A_{13}\psi_{2x} - A_{15}\psi_{2y},$$

$$\frac{d\psi_{1y}}{dt} = U_{sy} - A_{14}\psi_{1x} - A_8\psi_{1y} + A_{15}\psi_{2x} + A_{13}\psi_{2y}, \quad (4.1)$$

$$\frac{d\psi_{2x}}{dt} = A_{16}\psi_{1x} - A_5\psi_{2x} + \omega_s \psi_{2y},$$

$$\frac{d\psi_{2y}}{dt} = A_{16}\psi_{1y} - \omega_s \psi_{2x} - A_5\psi_{2y}, \quad (4.2)$$

$$M_s = \frac{3}{2} p A_{12} (\psi_{1y} \psi_{2x} - \psi_{1x} \psi_{2y}),$$

$$I_w \ddot{\varphi}_s + c(\varphi_s - \varphi_1) = M_s(\dot{\varphi}_s), \quad (4.3)$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 - c(\varphi_s - \varphi_1) = 1 M_{op},$$

gdzie:

- $\psi_{1x}; \psi_{1y}; \psi_{2x}; \psi_{2y}$ - składowe strumienie skojarzonych,
- $U_{sx}; U_{sy}$ - składowe napięcia zasilania,
- ω_s - prędkość kątowna synchroniczna,
- S - poślizg względny,
- p - liczba par biegunów,
- c - sztywność łącznika,
- I_w - moment bezwładności wirnika silnika,
- I_1 - moment bezwładności maszyny roboczej zredukowany na wał silnika,
- M_{op} - moment oporu maszyny roboczej zredukowany na wał silnika.

Równania (4.1) są równaniami opisującymi zjawiska elektromagnetyczne zachodzące w silniku, równanie (4.2) określa moment elektromagnetyczny silnika (w szczelinie), natomiast zależności (4.3) przedstawiają równania ruchu napędu maszyny.

Współczynniki $A_1 \div A_{16}$ posiadają postać:

$$A_1 = \frac{1}{L'_{1Z}}; \quad A_2 = \frac{1}{L'_{2Z}}; \quad A_3 = \frac{1}{L'_{1Z}}; \quad A_4 = \frac{1}{L'_{2Z}},$$

$$A_5 = R'_2 A_4; \quad A_6 = R A_3; \quad A_7 = R_1 A_3; \quad A_8 = A_6 + A_7,$$

(4.4)

$$A_9 = X A_3; \quad A_{10} = \frac{X_m}{\omega_s} A_1; \quad A_{11} = \frac{X_m}{\omega_s} A_2; \quad A_{12} = A_3 A_{11},$$

$$A_{13} = A_8 A_{11}; \quad A_{14} = A_9 + \omega_s; \quad A_{15} = A_9 A_{11}; \quad A_{16} = A_5 A_{10},$$

gdzie:

$R; X$ - rezystancja (oporność omowa) oraz reaktancja (opór bierny pojemnościowy) układu zasilającego silnik;

R_1 - rezystancja naturalna fazy stojana,

R'_2 - rezystancja fazy wirnika sprowadzona do napięcia stojana,

X_1 - reaktancja rozproszenia fazy stojana,

X'_2 - reaktancja rozproszenia fazy wirnika, sprowadzona do napięcia i częstotliwości stojana,

X_m - reaktancja wzajemna.

Dla silników indukcyjnych pierścieniowych i klatkowych zachodzą następujące zależności:

$$L_{1Z} = \frac{X_1 + X_m}{\omega_s}; \quad L_{2Z} = \frac{X'_2 + X_m}{\omega_s},$$

$$L'_{1Z} = L_{1Z} - \frac{X_m^2}{(\omega_s)^2 L_{2Z}}; \quad L'_{2Z} = L_{2Z} - \frac{X_m^2}{(\omega_s)^2 L_{1Z}}, \quad (4.5)$$

$$U_{sx} = \frac{2}{3} U_{2T} \cos \delta; \quad U_{sy} = \frac{2}{3} U_{2T} \sin \delta,$$

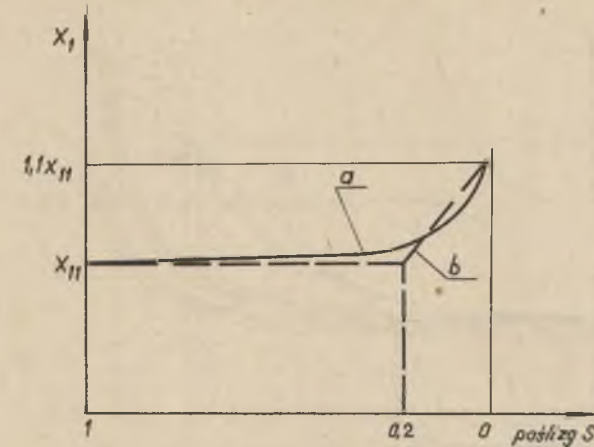
gdzie:

U_{2T} - napięcie wtórne transformatora zasilającego,

δ - kąt załączenia napięcia na transformator, przy czym $U_{2T} \approx 1,05 U_{1n}$.

Zależność indukcyjności rozproszenia stojana od poślizgu dla silników klatkowych zwykłych i głębokożłobkowych o mocach $N < 1600$ kW (L. 40) przedstawia rys. 4.5.

Celem ułatwienia obliczeń przebiegi zmienności rozproszenia reaktancji stojana aproksymowano linią prostą (rys. 4.5b).



Rys. 4.5. Zależność indukcyjności rozproszenia stojana od poślizgu
a - charakterystyka naturalna, b - charakterystyka apoksymowana

Zależność reaktancji rozproszenia stojana od poślizgu można opisać następującą funkcją:

$$X_1 = \begin{cases} X_{11} & \text{dla } 0,2 \leq s < 1 \\ X_{11} (1,1 - \frac{s}{2}) & \text{dla } 0 \leq s < 0,2 \end{cases} \quad (4.6)$$

gdzie:

X_1 - reaktancja rozproszenia fazy stojana,

X_{11} - reaktancja rozproszenia fazy stojana dla $s = 1$.

Reaktancja rozproszenia wirnika sprowadzona na stronę stojana jest wprost proporcjonalna do indukcyjności rozproszenia w całym przedziale poślizgu. Charakter zmian reaktancji rozproszenia wirnika jest taki sam, jak na krzywych przedstawionych na rys. 4.6 dla silników o mocy $N < 1600$ kW [L. 40]. Zależność reaktancji rozproszenia wirnika od poślizgu opisano następującą funkcją:

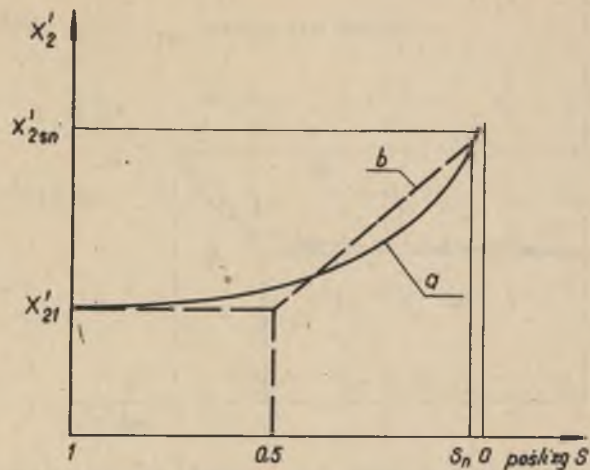
$$X'_2 = \begin{cases} X'_{21} & \text{dla } 0,5 \leq s \leq 1 \\ \frac{X'_{21} - X'_{2Sn}(s - s_n)}{0,5 - s_n} + X'_{2Sn} & \text{dla } 0 \leq s < 0,5 \end{cases} \quad (4.7)$$

gdzie:

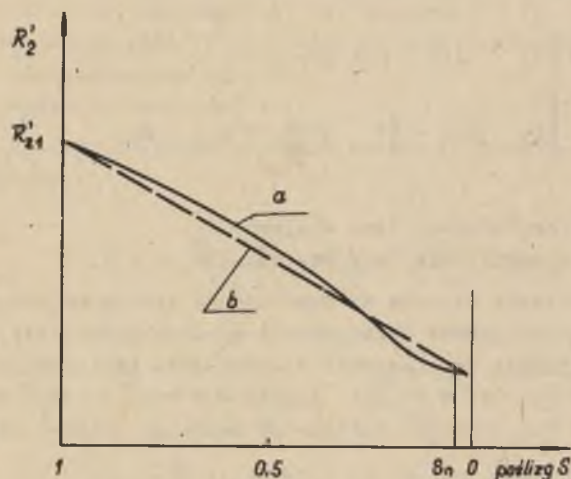
X'_2 - reaktancja rozproszenia fazy wirnika,

$X'_{21} (X'_{2Sn})$ - wartość reaktancji wirnika, odpowiadająca poślizgowi $s = 1$ ($s = s'_n$), sprowadzona na stronę stojana,

s_n - poślizg znamionowy.



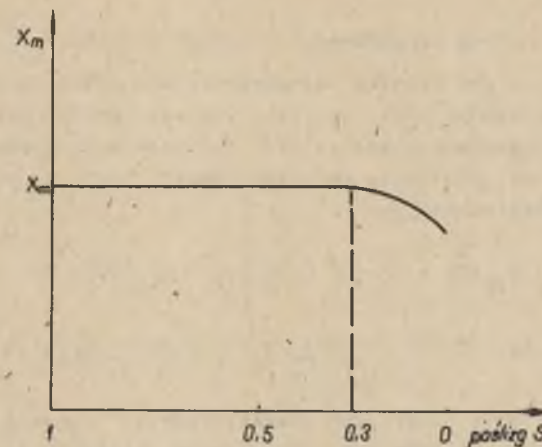
Rys. 4.6. Zależność indukcyjności rozproszenia wirnika od poślizgu
a - charakterystyka naturalna, b - charakterystyka apoksymowana



Rys. 4.7. Zależność rezystancji uzwojenia wirnika od poślizgu
a - charakterystyka naturalna, b - charakterystyka apoksymowana

Rezystancja wirnika liniowo maleje od wartości dla $s = 1$ do wartości dla $s = s_n$ (rys. 4.7). Zależność rezystancji wirnika od poślizgu dla silników klatkowych o mocy $N < 1600$ kW [L. 40] opisano następującą funkcją liniową:

$$R'_2 = \frac{R'_{2sn} - R'_{21}}{s_n - 1}(s - 1) + R'_{21} \quad (4.8)$$



Rys. 4.8. Zależność reaktancji wzajemnej od poślizgu

gdzie:

- R'_2 - rezystancja wirnika,
- R'_{21} (R'_{2sn}) - wartość rezystancji wirnika odpowiadającą poślizgowi $s = 1$ ($s = s_n$), sprowadzona na stronę stojana.

Reaktancja wzajemna w przedziale poślizgów od 1 do około 0,3 ma wartość stałą. Natomiast w zakresie poślizgów 0,3 do 0 maleje. Wartość, o jaką zostaje pomniejszona reaktancja wzajemna nie przekracza 30-40% wartości dla poślizgu $s = 1$. Przyjmuje się, że reaktancja wzajemna jest stała i niezależna od poślizgu. Jej wartość określona jest następującą zależnością:

$$X_m = \frac{4}{\sqrt{3}} \frac{U_{1n}}{I_{1n}} \quad (4.9)$$

gdzie:

- X_m - reaktancja wzajemna,
- I_{1n} - prąd znamionowy silnika,
- U_{1n} - napięcie znamionowe silnika.

Wzory 4.6; 4.7; 4.8 i 4.9 dotyczące rezystancji, reaktancji rozproszenia stojana i wirnika oraz reaktancji wzajemnej odnoszą się zarówno do silników klatkowych głębokożłobkowych, jak i dwuklatkowych.

Poślizg w silniku określa się:

$$s = 1 - \frac{\omega}{\omega_s} \quad (4.10)$$

gdzie:

ω_s - prędkość kątowna synchroniczna wirnika silnika.

Równania różniczkowe silnika asynchronicznego 4.1÷4.3 pozwalają na analizę stanów nieustalonych silnika elektrycznego, takich jak: rozruch, wybieg, hamowanie, zmiana obciążenia itd. Obliczeń tych dokonuje się na maszynie cyfrowej, po określeniu warunków początkowych. W przypadku rozruchu warunkami początkowymi są:

$$\psi_{1x}(0) = \psi_{1y}(0) = \psi_{2x}(0) = \psi_{2y}(0)' = 0 \quad (4.11)$$

$$s(0) = 1; \quad \varphi_s(0) = \varphi_1(0) = 0; \quad \dot{\varphi}_s(0) = \dot{\varphi}_1(0) = 0$$

Wykonano obliczenia numeryczne charakterystyki dynamicznej dla wybranego silnika klatkowego SZJe 94b. Dla potrzeb obliczeń przyjęto następujące dane: reaktancja układu zasilającego silnik $X = 3,0\Omega$; oporność układu zasilającego silnik $R = 0,3\Omega$; kąt załączenia napięcia na transformator $\delta = 0^\circ$; moment oporu maszyny roboczej $M_{op} = 0$ (rozruch na biegu luzem) oraz $M_{op} = M_n$; moment bezwładności na wale silnika (zredukowany) od maszyny roboczej $I_1 = 2,0 \text{ kgm}^2$; sztywność połączenia $C = 100 \text{ Nm/rad}$. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 4.9÷4.11. Analizując te rysunki widać, że szczytowe obciążenie silnika elektrycznego odbywa się w bardzo krótkim czasie, co potwierdza się również w innych przypadkach [L. 83; 84]. Krótki czas trwania oscylacji momentu silnika (zwłaszcza dużych amplitud), nie przekraczający 0,3 s, pozwala przyjąć w dalszych rozważaniach, że obciążenie dynamiczne pochodzące od silnika napędowego ma charakter pobudzenia skokowego.

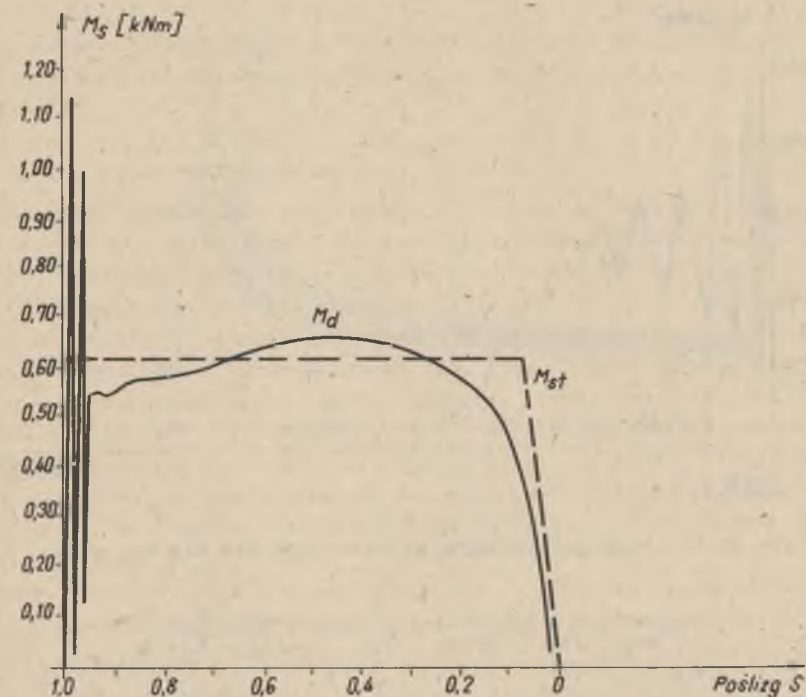
4.1.3. Model sprzęgła

4.1.3.1. Model sprzęgła nierozłącznego podatnego

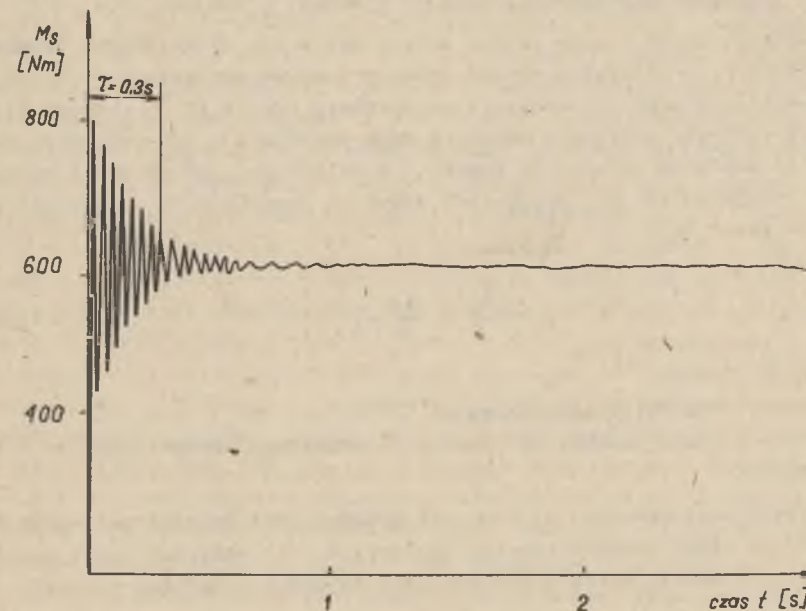
Jeżeli w napędzie przonośnika taśmowego zastosowano sprzęgło nierozłączne sztywne, to moment przenoszony przez sprzęgło:

$$M_a = M_s \quad (4.12)$$

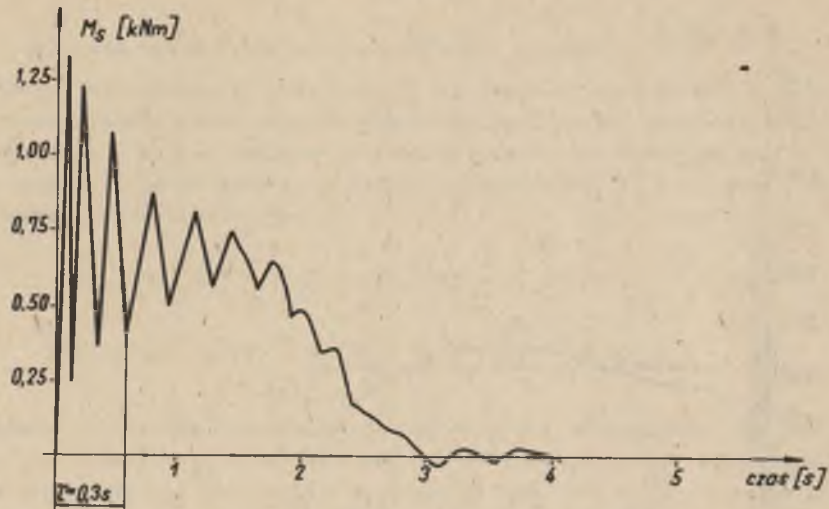
W przypadku gdy napęd ze sprzęgłem podatnym obciążony jest od strony przonośnika taśmowego momentem oporu M_{op} a silnik elektryczny przekazuje na sprzęgło moment dynamiczny w postaci obciążenia skokowego, wtedy sprzęgło podatne przenosi moment złagodzony pod warunkiem właściwego doboru sprzęgła do napędu [L. 62]. Przebieg momentu w układzie napędowym posiada charakter drgań gasnących tym szybciej, im większe jest tłumienie sprzęgła. Maksymalny moment obrotowy obciążający układ napędowy wynosi:



Rys. 4.9. Charakterystyka dynamiczna silnika SZJe 94b dla $M_{op} = 0$



Rys. 4.10. Przebieg rozruchu silnika SZJe 94b dla $M_{op} = M_n$



Rys. 4.11. Przebieg rozruchu silnika SZJe 94b dla $M_{op} = 0$

$$M_{max} = M_{op} + M_{dmax} = M_{op} + M_{sd} \frac{\mu \cdot I_1}{I_w + I_1} \quad (4.13)$$

gdzie:

μ - współczynnik przenoszenia,

I_1, I_w - momenty bezwładności maszyny roboczej i silnika (rys. 4.4).

Współczynnik przenoszenia zależy przede wszystkim od wielkości tłumienia sprzęgła ψ oraz współczynnika trwania impulsu obciążenia n_1 [L. 73]. Przebieg współczynnika przenoszenia przedstawia rys. 4.12. Z rysunku tego wynika, że sprzęgło podatne w napędzie może zmniejszyć lub zwiększyć obciążenie przenoszone na maszynę roboczą, w zależności od wartości współczynnika przenoszenia μ . Decydujący wpływ na współczynnik przenoszenia posiada parametr n_1 :

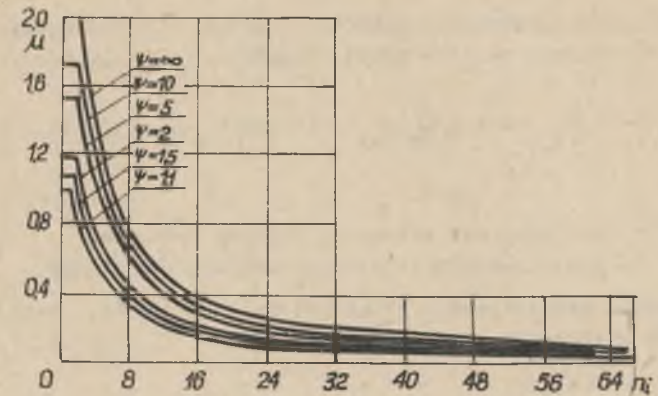
$$n_1 = \frac{T_n}{\tau} = \frac{2\pi}{\omega \cdot \tau} \quad (4.14)$$

gdzie:

T_n - okres drgań własnych sprzęgła,

τ - czas trwania impulsu obciążenia dynamicznego pochodzącego od silnika.

Im większa jest wartość n_1 , tzn. im dłuższy jest okres drgań własnych w stosunku do czasu trwania impulsu obciążenia, tym mniejszy jest współczynnik przenoszenia. Okres drgań własnych sprzęgła podatnego wyniesie:



Rys. 4.12. Współczynnik przenoszenia impulsu

$$T_n = 2\pi \sqrt{\frac{I_{1x} I_w}{C_d (I_{1x} + I_w)}} \quad (4.15)$$

gdzie:

I_{1x} - zredukowany moment bezwładności bębna napędowego.

We wzorze 4.15 C_d jest sztywnością dynamiczną sprzęgła, którą określa się eksperymentalnie. Dla sprzęgieł podatnych o charakterystyce nieliniowej zachodzi zawsze $C_d > 1$ [L. 16]. Tak więc również okres drgań własnych $T_n > 1$ s, ponieważ w przenośnikach taśmowych najczęściej zachodzi relacja $I_{1x} \cong I_w$. A więc jeżeli czas trwania impulsu obciążenia dynamicznego od strony silnika $\tau \cong 0,3$ s, to zawsze uzyska się współczynnik przenoszenia dla sprzęgieł nierozłącznych podatnych z charakterystyką nieliniową (wkładkowe, oponowe) $\mu < 1$. Przy wartościach $n_1 = 12-20$ impuls momentu po przejściu przez sprzęgło jest już mocno osłabiony. Obecnie stosowane są w napędach przenośników taśmowych małej mocy sprzęgła nierozłączne podatne: wkładkowe, kabłąkowe i przeponowe [L. 62]. Często spotyka się w napędach małej mocy ($N < 55$ kW) sprzęgła kabłąkowe. Jest to podyktowane prostotą ich konstrukcji. Jednak ze względu na losowość technologiczną wykonania ich łącznika, nie można w ogóle mówić o ich charakterystyce (łącznik wykonany jest z zużytej taśmy przenośnikowej). Optymalną konstrukcją tak ze względu na wymogi stawiane ich charakterystyką, jak i ze względu na trwałość są w napędach przenośników taśmowych sprzęgła oponowe. Jednak uruchomienie ich produkcji seryjnej w kraju nie może się od kilku lat doczekać realizacji. W napędach małej mocy, o wymaganym wysokim stopniu niezawodności, stosuje się sprzęgła wkładkowe. Sprzęgła wkładkowe posiadają wyznaczoną charakterystykę $M = f(\psi)$, która w zależności od częstotliwości zmian obciążenia jest określana jako statyczna lub dynamiczna. Charakterystyka statyczna sprzęgła wkładkowego wyraża zależność między momentem obrotowym a wzajemnym kątowym przemieszczeniem członów,

gdy wielkości te zmieniają się bardzo wolno. Charakterystyka statyczna sprzęgła wkładkowego posiada postać [L. 62]:

$$M_{a_{st}} = 910 \alpha_0 \varphi_{st} + 10\,680 \beta_0 \varphi_{st}^3 \quad (\text{Nm}) \quad (4.16)$$

gdzie:

φ_{st} (rad) - względny kąt skręcenia członów sprzęgła,
 α_0, β_0 - współczynniki zależne od wielkości sprzęgła.

Dla wkładek geometrycznie podobnych do rys. 4.13c, współczynniki te oblicze się z relacji:

$$\alpha_0 = \frac{\delta_M}{\delta_M} \quad \beta_0 = \frac{\delta_M^3}{\delta_M} \quad (4.17)$$

gdzie:

$$\delta_M = \frac{20}{D_0 d_0 z l_0} \left(\frac{1}{\text{cm}^2} \right) \quad \delta_M = \frac{D_0}{d - d_0} \quad (\text{rad})$$

wartości: D_0, d_0, l_0, d w cm; z - liczba wkładek w sprzęgle.

Charakterystyka dynamiczna wyraża zależność między amplitudą momentu obciążającego sprzęgło a amplitudą wzajemnego katowego przemieszczenia członów, gdy moment i przemieszczenia członów zmieniają się z dużą prędkością (częstotliwość zmian obciążenia 10÷200 Hz). Charakterystyka dynamiczna jest zależna od wartości średniej momentu obciążającego sprzęgło (momentu oporu $M_{op} = M_2$). Dla prostych obliczeń inżynierskich charakterystykę dynamiczną sprzęgła można linearyzować (rys. 4.13d). Jako zastępcę można przyjąć charakterystykę z luzem (dla $M_{op} = 0$), który będzie uwzględniał progresywność rzeczywistej charakterystyki dynamicznej.

$$M_a = c(\varphi_a - \delta) \quad (\text{Nm}) \quad (4.18)$$

Dla sprzęgieł ze wkładkami cylindrycznymi (rys. 4.13c):

- zastępcza sztywność sprzęgła

$$c = \frac{8,76 D_0^2 z d_0 l_1}{d - d_0} \quad \left(\frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \right) \quad (4.19)$$

- luz zastępczy w sprzęgle

$$\delta = 0,025 \frac{d - d_0}{D_0} \quad (\text{rad}) \quad (4.20)$$

Pełną charakterystykę dynamiczną sprzęgła wkładkowego można opisać następującymi równaniami (rys. 4.13b) [L. 62]:

$$M_a = -M_{op} + 9,1 \alpha_0 (\varphi_p + \varphi_a) + 266,8 (\varphi_p + \varphi_a)^3 \beta_0 \quad \text{dla } \varphi_a < \varphi_p$$

$$M_a = -M_{op} + \alpha_0 (\varphi_p + \varphi_a) \quad \text{dla } \varphi_p < \varphi_a < \varphi_Q \quad (4.21)$$

$$M_a = A_p \alpha_0 \varphi_a - 6,91 \cdot 10^4 \beta_0 \varphi_a^3 \quad \text{dla } \varphi_Q < \varphi_a < 0 \quad (\text{Nm})$$

$$M_a = A_p \alpha_0 \varphi_a - B_g \beta_0 \varphi_a^3 \quad \text{dla } 0 \leq \varphi_a < \varphi_R$$

$$M_a = -M_{op} + 9,1 \alpha_0 (\varphi_p + \varphi_a) + 266,8 (\varphi_p + \varphi_a)^3 \beta_0 \quad \text{dla } \varphi_R \leq \varphi_a$$

We wzorach 4.21 poszczególne wyrażenia oznaczają:

$$\varphi_a = \varphi_s - \varphi_1 \quad (\text{rys. 4.3})$$

$$\alpha_0 \cdot \beta_0 \cdot \delta_M \quad 1 \delta_M \quad - \text{wg wzoru 4.17}$$

$$\varepsilon_m = 0,1 \left(\sqrt[3]{4,682 p_m + \sqrt{21,918 p_m^2 + 22,911}} + \sqrt[3]{4,682 p_m - \sqrt{21,918 p_m^2 + 22,911}} \right)$$

$$\varepsilon_p = -\varepsilon_m \quad p_m = M_2 \delta_M \quad (4.22)$$

$$\varepsilon_Q = \varepsilon_m \left\{ \cos \left[60^\circ + \frac{1}{3} \arccos \left(1 - 2,894 \cdot 10^{-5} \frac{A_p \varepsilon_m - p_m}{\varepsilon_m^3} \right) \right] - 0,5 \right\}$$

$$\varepsilon_R = \sqrt[3]{\frac{d d_0}{2 B_g}} \quad A_p = 9,1 + 49 p_m$$

$$B_g = 0,0741 \left(\frac{b \cdot c}{d \cdot d_0} \right) \left(g r - 2 \frac{c^2}{b \cdot d_0} \right)$$

$$b = 800,4 \cdot \varepsilon_m \quad c = b \cdot \varepsilon_m - 49 p_m$$

$$d_0 = 160 \varepsilon_m^3 \quad m = \frac{A_p \varepsilon_Q - 691 \cdot 10^2 \varepsilon_Q^3 + p_m}{\varepsilon_Q + \varepsilon_m}$$

Kąty skręcenia członów:

$$\varphi_p = \varepsilon_p \delta_M; \quad \varphi_Q = \varepsilon_Q \delta_M; \quad \varphi_R = \varepsilon_R \delta_M$$

Charakterystyki statyczna i dynamiczna sprzęgła wkładkowego są podane przy założeniu idealnej współosiowości łączonych wałów silnika i przekładni zębatej.

4.1.3.2. Model sprzęgła śrutowego

W napędach dużej mocy z silnikami klatkowymi ($N > 55$ kW) lub w układach napędowych, gdzie silnik w czasie rozruchu musi rozpędzać duże masy (długie, poziome przenośniki), stosowane są sprzęgła poślizgowe. W układach napędowych przenośników taśmowych mogą to być sprzęgła: śrutowe, hydrokinetyczne lub indukcyjne. Stosowane w napędach przenośników taśmowych sprzęgła odśrodkowe śrutowe charakteryzują się łagodnym rozruchem, natomiast po ukończeniu rozruchu moment obrotowy przenoszony jest bez poślizgu. Przy nominalnej prędkości obrotowej nie występuje wówczas strata mocy wywołana obniżeniem sprawności ani nie wydzielają się ciepła wskutek tarcia w łączniku, ponieważ sprawność sprzęgła po ukończonym rozruchu wynosi 100% [L. 52, 62]. Sprzęgło śrutowe w czasie rozruchu (gdzie istnieje względny ruch członów) rozwija moment dynamiczny M_r , natomiast po ukończeniu rozruchu sprzęgło posiada moment statyczny M_u . Wynika to z różnicy między spoczynkowym współczynnikiem tarcia łącznika a współczynnikiem tarcia w ruchu. Największy moment sprzęgło rozwija w okresie, gdy poślizg względny wynosi $s = 1$ (rys. 4.14a). Wynika to z faktu, że cała masa śrutu zasypana do sprzęgła bierze udział w rozruchu (w wytwarzaniu momentu). W ruchu ustalonym ($s = 0$) moment w sprzęgle wytwarza masa śrutu pomniejszona o "masę martwą", którą stanowi warstwę śrutu między kadłubem a górną krawędzią łopatki [L. 62].

Moment ustalony sprzęgła śrutowego dla $s = 0$:

$$M_u = 8,95 \cdot 10^{-2} [\psi_s^2 (0,9 D_s)^2]^{2/3} (m_{sr} - m_o) \quad (Nm)$$

Moment rozruchowy sprzęgła dla $s = 1$

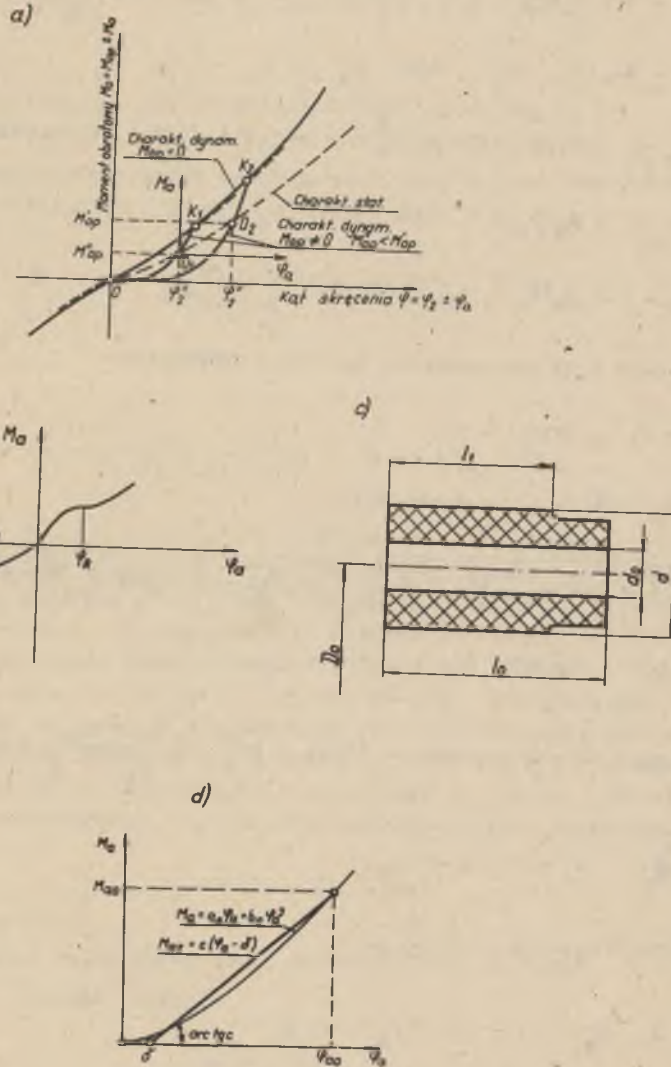
$$M_r = 8,95 \cdot 10^{-2} [\psi_s^2 (0,9 D_s)^2]^{2/3} m_{sr} \left(1 - \frac{m_o}{m_{sr}} \frac{\dot{\psi}_1 i_D}{\psi_s}\right) \quad (Nm) \quad (4.23)$$

gdzie:

- m_{sr} (kg) - masa śrutu zasypanego do sprzęgła,
- m_o (kg) - masa martwa śrutu,
- D_s (m) - średnica zewnętrzna sprzęgła.

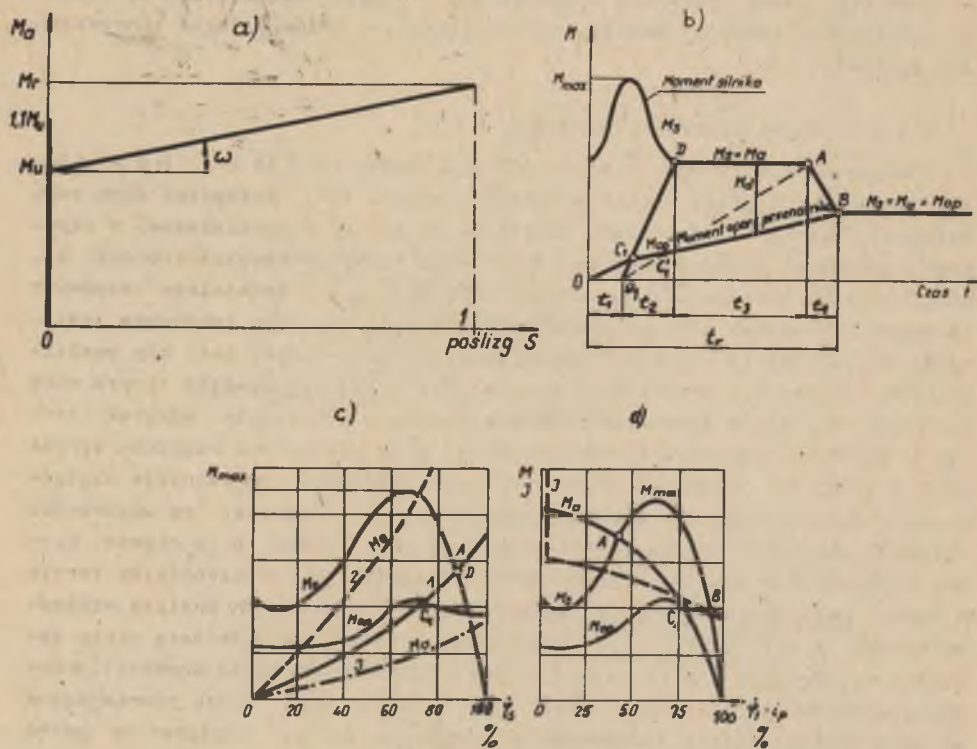
Model sprzęgła śrutowego można więc opisać zależnościami (rys. 4.14a):

$$\begin{aligned} M_s &= 1,1 M_u \quad \text{dla} \quad s = 0 \\ M_s &= M_r \quad \text{dla} \quad 0 < s \leq 1 \end{aligned} \quad (4.24)$$



Rys. 4.13. Charakterystyki sprzęgieł wkładkowych

a - pełna charakterystyka sprzęgła; b - charakterystyka w układzie współrzednych przesuniętych; c - wkładka sprzęgła; d - linearyzacja charakterystyki dynamicznej



Rys. 4.14. Charakterystyki sprzęgła śrutowego przy współpracy z maszyną roboczą

Poślizg względny w sprzęgle:

$$s = \frac{\varphi_s - \varphi_1 i_D}{\varphi_s} \quad (4.25)$$

Kąt pochylenia charakterystyki:

$$\operatorname{tg} \omega = M_r - M_u \quad (4.26)$$

Wybór optymalnej wielkości sprzęgła śrutowego powinien być połączony z określeniem masy śrutu, która zapewni taki czas rozruchu maszyny roboczej, przy którym obciążenia dynamiczne napędu będą minimalne (rys. 4.14b). W przypadku zasypania sprzęgła dużą ilością śrutu charakterystyka jego przetnie się z charakterystyką silnika w punkcie D. Sprzęgło rozpocznie pokonywać moment oporu przenośnika od punktu C_1 . Jeżeli zasypanie się sprzęgła mniejszą masą śrutu, charakterystyka jego będzie łagodniejsza i moment dynamiczny M_d działający na napęd ma mniejszą wartość. Sprzęgło "sztywne" o charakterystyce O_1D może spowodować, że punkt pracy sprzęg-

ła i silnika przesunie się znacznie do góry (krzywa 2 rys. 4.14c), co oznacza, że dobrano albo zbyt dużą wielkość sprzęgła, bądź zasypano za dużo śrutu. Jeżeli sprzęgło jest zasypane zbyt małą masą śrutu (krzywa 3 na rys. 4.14c), to sprzęgło rozwija zbyt mały moment i pracuje w ciągłym poślizgu. Sprzęgło śrutowe w napędzie wywiera korzystny wpływ na pracę silnika elektrycznego. Na wale biernym sprzęgła otrzymuje się od razu począwszy od punktu ruszania duży moment obrotowy (rys. 4.14d), równy mniej więcej momentowi rozruchowemu silnika M_{max} . Korzyścią wynikającą z zastosowania sprzęgła śrutowego w napędzie jest znaczne obniżenie natężenia prądu I pobieranego przez silnik w czasie rozruchu (rys. 4.14d). Silnik ze sprzęgłem poślizgowym rusza w pierwszej chwili praktycznie bez obciążenia, nawet przy unieruchomionym członie biernym sprzęgła. Chwilowy duży prąd rozruchu trwa bardzo krótko i nie jest zależny od typu silnika (pierścieniowy czy klatkowy) (rys. 4.14d). Korzystniejsze warunki rozruchu mają silniki klatkowe, ponieważ przy silnikach pierścieniowych przy ruszaniu pod obciążeniem duży prąd rozruchu pobierany jest przy niewielkich prędkościach obrotowych wirnika silnika, a zatem przy złych warunkach chłodzenia (na wale silnika umieszcza się z reguły wentylator do chłodzenia).

4.1.3.3. Model sprzęgła hydrokinetycznego

Najczęściej stosowanym obecnie sprzęgłem poślizgowym w napędach przenośników dużej mocy ($N > 55 \text{ kW}$) jest sprzęgło hydrokinetyczne. Zasada działania tego sprzęgła opiera się na wykorzystaniu zjawiska zamiany energii kinetycznej cieczy krążącej w przestrzeniach międzyłopatkowych pompy i turbiny na energię ciśnienia, wprawiającą w ruch człony bierny (turbinę) sprzęgła. Warunki prawidłowej współpracy sprzęgła hydrokinetycznego z maszyną roboczą są analogiczne jak dla przypadku sprzęgła śrutowego. Moment obrotowy w sprzęgle hydrokinetycznym może być przenoszony jedynie wtedy, gdy istnieje różnica prędkości obrotowych pomiędzy pompą a turbiną, tzn. gdy istnieje poślizg względny, określony wzorem 4.25. Sprzęgło hydrokinetyczne cechuje równość przenoszonego momentu na wale czynnym (M_1) i na wale biernym (M_2) oraz różnica w przenoszonej prędkości obrotowej wejściowej (n_1) i wyjściowej (n_2). Wielkość przenoszonego momentu obrotowego przez sprzęgło hydrokinetyczne określa się ze wzoru (rys. 4.15a):

$$M_B = f_M \varphi_s^2 D^5, \quad (4.27)$$

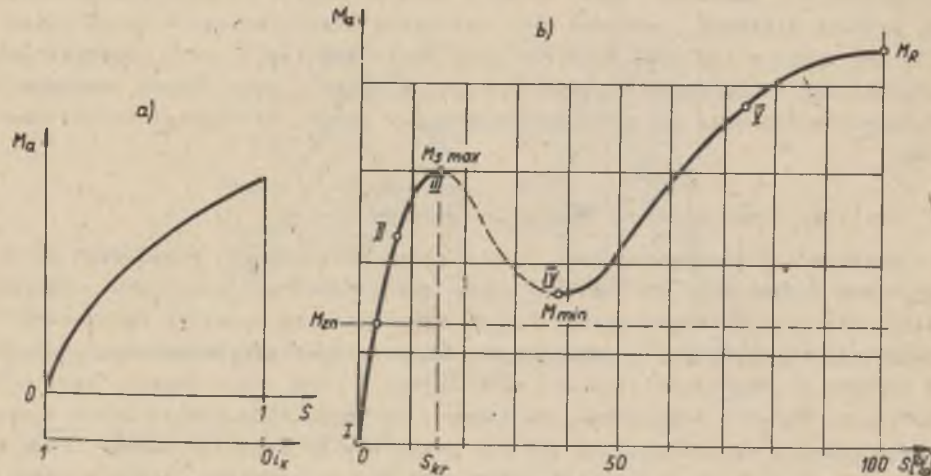
gdzie:

- f_M - współczynnik momentu,
- D - średnice zewnętrzne wirnika.

Ze sprzęgłami hydrokinetycznymi produkcji krajowej, w napędach przenośników taśmowych stosowane są jedynie sprzęgła przeciążeniowo-rozruchowe typu SH [L. 42]. Sprzęgła SH posiadają dodatkowe urządzenia, jak: komo-

ry, przesłony itp. umożliwiające uzyskanie żądanej charakterystyki $M_a = f(s)$ (rys. 4.15b). W sprzęgłach tych przepływ cieczy roboczej ma charakter burzliwy i często niestabilny, co utrudnia teoretyczne opracowanie ich charakterystyk mechanicznych. Charakterystyka sprzęgła hydrokinetycznego o prawidłowo dobranych wymiarach jest płaska, tzn. różnice pomiędzy M_{smax} a M_{min} nie są duże. Istnieje możliwość matematycznego zapisu charakterystyki mechanicznej sprzęgła hydrokinetycznych typu SH, jednak wymaga to znajomości wielu parametrów wewnętrznych sprzęgła, uzyskiwanych jedynie na stanowisku badawczym. Charakterystykę teoretyczną sprzęgła typu SH zapisuje się w dwóch przedziałach [L. 87]:

$$S_{kr} \leq S < 1 \quad \text{oraz} \quad 0 \leq S < S_{kr}$$



Rys. 4.15. Charakterystyki sprzęgła hydrokinetycznych

a - charakterystyka teoretyczna sprzęgła; b - charakterystyka doświadczalna sprzęgła typu SH

a) charakterystyka sprzęgła hydrokinetycznego SH dla $0 \leq S < S_{kr}$

$$M_a = \mu \cdot Q \cdot F \cdot \psi_s^2 \cdot r_1^3 (1 - \alpha_0 i_k) \cdot \sqrt{(1 - i_k^2)(1 - \alpha_0)}, \quad (4.28)$$

gdzie:

- Q - gęstość cieczy roboczej,
- r_1 - promień wypływu z wirnika pompy średniej strugi cieczy,
- F - powierzchnia przekroju strumienia cieczy,
- i_k - przełożenie kinetyczne

$$e = \frac{r_1 \alpha_0 \psi_s^2}{1} \quad (4.29)$$

gdzie:

r_2 - promień wlotu średniej strugi cieczy do wirnika pompy.

Współczynnik strat:

$$\mu = \sqrt{\frac{D_h}{\lambda l}} \quad (4.30)$$

gdzie:

D_h - hydrauliczna średnica przekroju, przez który przepływa ciecz,

λ - współczynnik strat tarcia zależny od gładkości ścianek łopatek wirnika i pompy ($\lambda = 0,3-0,5$),

l - długość średniej strugi cieczy.

Parametry F; r_1 ; r_2 ; zależą od napełnienia sprzęgła cieczą roboczą (Q), natomiast współczynnik strat μ jest funkcją temperatury cieczy roboczej, a więc jej lepkości.

b) Charakterystyka sprzęgła hydrokinetycznego SH dla $S_{kr} < S \leq 1$

W tym okresie pracy sprzęgła charakter cyrkulacji cieczy zmienia się niestabilnie, często w sposób pulsujący. Jakiegokolwiek dokładniejszego obliczenia momentu sprzęgła w tym zakresie, jest niemożliwe. Należy dążyć do jak najszybszego przejścia przez okres niestabilności charakterystyki sprzęgła. Po przekroczeniu wartości poślizgu odpowiadającego momentowi M_{min} (rys. 4.15b) sprzęgło zaczyna znów pracować stabilnie, przenosząc moment o wartości rosnącej z malejącym przełożeniem kinetycznym, aż do końcowej wartości momentu rozruchowego M_R ($s = 1$). Współczynnik strat μ w zakresie poślizgów $s = 0,4-1$ nie zmienia swej wartości [L. 24; 87]. A więc w zakresie poślizgów $0,4 \leq S \leq 1$ moment w sprzęgle wyniesie:

$$M_a = \mu_0 \cdot Q \cdot F_0 \cdot \psi_s^2 \cdot r_1^3 (1 - \alpha_0 i_k) \sqrt{(1 - i_k^2)(1 - \alpha_0)}. \quad (4.31)$$

gdzie:

μ_0 ; F_0 ; r_1 ; α_0 - parametry sprzęgła hydrokinetycznego jak dla wzoru 4.28, ale w zakresie charakterystyki $S_{kr} < S \leq 1$.

Wiadomo, że w napędach przenośników sprzęgło szybko przechodzi przez okres niestabilności i jego praca długotrwała odbywa się w przedziale poślizgów $0 \leq S < S_{kr}$.

Uproszczony matematyczny model sprzęgła hydrokinetycznego można przedstawić (rys. 4.16a):

$$M_a = \frac{M_{smax}}{S_{kr}} \quad \text{dla} \quad 0 < S < S_{kr} \quad (4.32)$$

$$M_a = M_{smax} \quad \text{dla} \quad S_{kr} < S < 1$$

Poślizg względny w sprzęgle określa się wzorem 4.25.

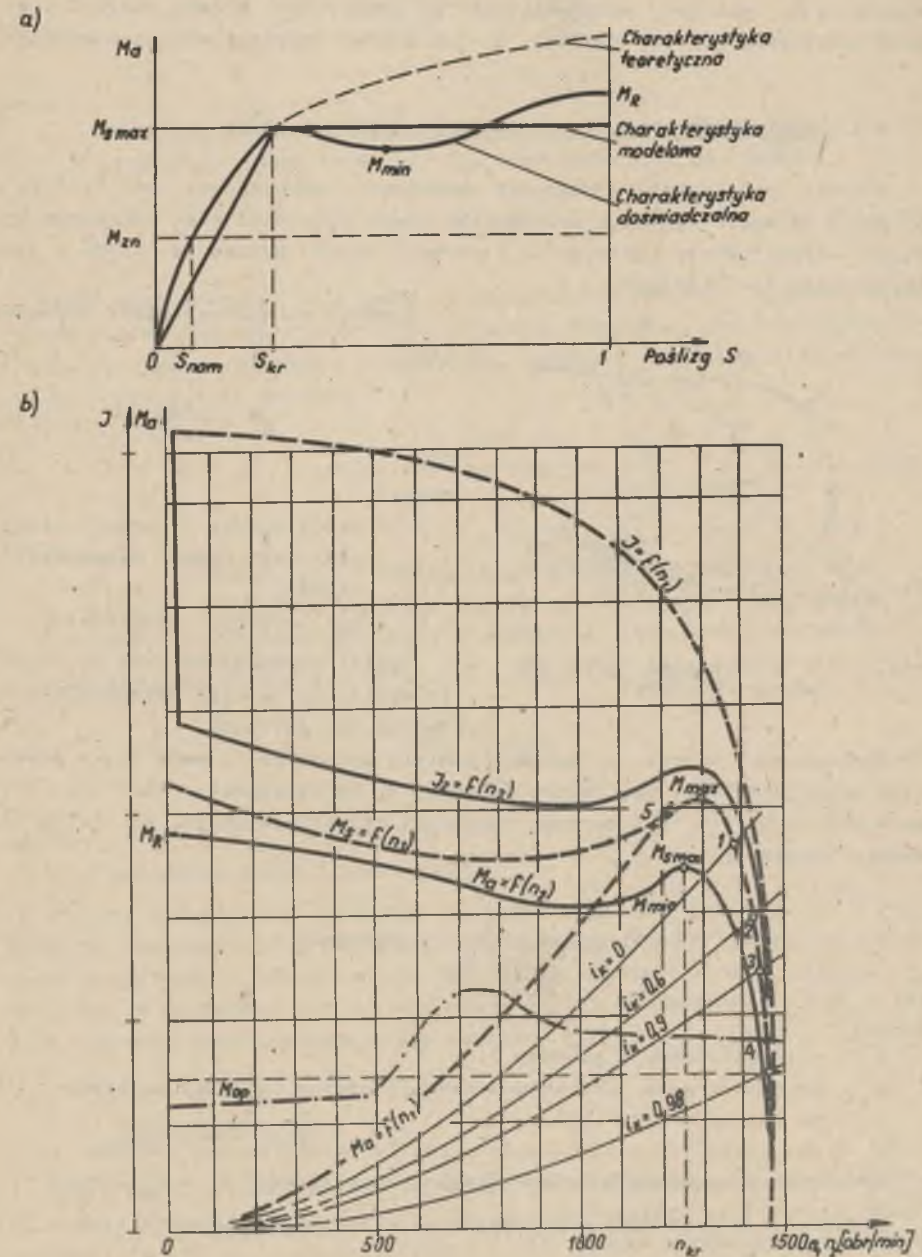
Na rys. 4.16b przedstawiono przykładowo charakterystykę silnika asynchronicznego klatkowego typu SDSa, często stosowanego w napędach maszyn górniczych. Na wale biernym sprzęgła otrzymuje się od razu, począwszy od punktu ruszenia wału, duży moment rozruchowy równy mniej więcej momentowi maksymalnemu silnika. Dzieje się tak dzięki temu, że krzywa momentu przenieszonego przez sprzęgło $M_a = f(n_1)$ dla $i_k = 0$ przecina w tym przypadku krzywą momentu silnika w okolicy jego momentu maksymalnego (punkt 1 na wykresie rys. 4.16b).

Jak widać z rysunku przy zatrzymanym wale biernym sprzęgła silnik może osiągnąć prędkość $n_1 \approx 1350$ obr/min rozwijając równocześnie moment obrotowy bliski maksymalnemu.

Drugą ważną korzyścią wynikającą z zastosowania sprzęgła hydrokinetycznego jest znaczne obniżenie natężenia prądu pobieranego przez silnik w czasie rozruchu (patrz krzywa I_2 na rys. 4.16b). Silnik współpracujący ze sprzęgłem hydrokinetycznym rusza w pierwszej chwili praktycznie bez obciążenia, nawet przy zahamowanym do $n_2 = 0$ wale biernym sprzęgła. Jak widać z przebiegu krzywej $M_a = f(n_1)$ dla $i_k = 0$, moment obciążający silnik w chwili ruszenia silnika jest równy zero i rośnie dopiero w miarę narastania prędkości obrotowej wału silnika. Toteż na początku rozruchu cały prawie rozwijany przez silnik moment jest zużywany na przyspieszenie masy wirnika, który wskutek tego bardzo szybko osiąga prędkość obrotową odpowiadającą punktowi 1 na rys. 4.16b. Dzięki temu prąd o wysokim natężeniu przy rozruchu jest pobierany przez silnik tylko przez ułamek sekundy. Wadą stosowania sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie jest pewne obniżenie mocy znamionowej na wale biernym sprzęgła w stosunku do mocy silnika. Przy właściwie dobranym sprzęgle strata mocy nie przekracza jednak 2÷4%. Dla prawidłowej współpracy sprzęgła hydrokinetycznych typu SH z silnikami klatkowymi należy przestrzegać zachowania zależności [L. 87]:

$$M_{a_{max}} \approx 0,9 M_{max} \quad (4.33)$$

Sprzęgło hydrokinetyczne powinno pracować z możliwie dużą sprawnością w zakresie normalnej pracy silnika (w pobliżu M_{zn}). Zatem przez punkt 4 na rys. 4.16b odpowiadający wartości momentu znamionowego silnika M_{zn} oraz momentowi oporu maszyny roboczej M_{op} , krzywa momentu przenieszonego przez sprzęgło $M_a = f(n_1)$ powinna przechodzić dla $i_k = 0,96 \div 0,98$. Jeżeli krzywa momentu sprzęgła $M_a = f(n_1)$ przy $i_k = 0$ przecina krzywą $M_s = f(n_1)$



Rys. 4.16. Współpraca sprzęgła hydrokinetycznego z silnikiem klatkowym
 a - charakterystyki sprzęgła typu SH; b - charakterystyka układu: silnik - sprzęgło - maszyna robocza

w punkcie 5, wówczas sprzęgło jest "za duże", tzn. należy obniżyć wielkość napełnienia cieczą roboczą Q lub dobrać mniejszą wielkość sprzęgła.

4.2. Model sprzężenia ciernego między bębniem a taśmą

W chwili przyłożenia obciążenia skokowego, pochodzącego od silnika i sprzęgła na bęben napędowy przenośnika, może zaistnieć brak równowagi pomiędzy siłami tarcia (sprzężenia ciernego) między bębniem i taśmą a siłą napędzającą (pd silnika).

Zgodnie ze wzorem Eulera (rysunek 4.17):

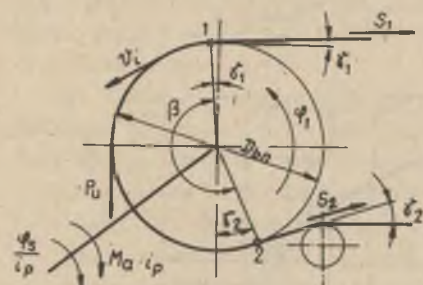
$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu\beta} \quad (4.34)$$

gdzie:

μ - współczynnik tarcia między płaszczyzną bębna napędowego a taśmą;

β - kąt opasanie: $\beta = \pi + \delta_1 + \delta_2$

Jeżeli zachodzi warunek $S_1 > S_2 e^{\mu\beta}$ to występuje poślizg niesprężysty na bębnie [L. 15; 110].



Rys. 4.17. Sprzężenie cierne na bębnie napędowym

Współczynnik tarcia μ zależy od wielu czynników i waha się w szerokich granicach. Dąży się jednak do tego, by współczynnik ten nie był mniejszy od 0,4 [L. 5]. Warunek równowagi sił działających na taśmę na bębnie napędowym:

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} = \frac{P_U}{\frac{1}{2} \beta D_{bn}} - W_1 \text{sign} v_1 \quad (4.35)$$

gdzie:

v_1 - prędkość taśmy w punkcie "1",

m_1 - zastępcza masa jednostkowa taśmy i nosiwa pomiędzy punktami 1 i 2 na bębnie (rys. 4.17),

W_1 - całkowity jednostkowy opór ruchu na rozpatrywanym odcinku taśmy,

P_U - siła sprzężenia ciernego (napędzająca taśmę): $P_U = S_1 - S_2$.

Dowolna siła jaka może być przyłożona na bęben napędowy:

$$P_U^i = (m_1 \frac{dv_1}{dt} + W_1 \text{sign} v_1) \beta \frac{D_{bn}}{2} \quad (4.36)$$

$$v_1 = \dot{\gamma}_1 \frac{D_{bn}}{2} = \frac{2I_1^i \beta}{\pi D_{bn}^2}$$

gdzie:

I_1^i - zastępczy moment bezwładności silnika I_w , sprzęgła I_{sp} , bębna napędowego taśmy i nosiwa I_1 , przeliczony na wał bębna:

$$I_1^i = (I_w + I_{sp}) i_p^2 + I_1 \quad (4.37)$$

Ażebymy mieć pewność, że w czasie pracy przenośnika nie dojdzie do poślizgu niesprężystego między taśmą a bębniem napędowym, konieczne jest dobranie napięcia wstępnego z odpowiednią rezerwą. Niezbędną siłę sprzężenia ciernego należy obliczyć:

$$P_U = \frac{S_{2min} (e^{\mu\beta} - 1)}{k_r} \quad (4.38)$$

gdzie:

k_r - współczynnik zabezpieczenia przed poślizgiem [L. 110],

$k_r = 1 \div 1,3$ - dla płaszczyzny bębna napędowego stalowego i gładkiego,

$k_r = 1 \div 1,1$ - dla płaszczyzny bębna z okładziną elastyczną, rowkowaną.

Siła napędowa pochodząca od strony silnika napędowego:

$$P_n = \frac{2M_s (\dot{\gamma}_s) i_p \eta_m}{D_{bn}} \quad (4.39)$$

gdzie:

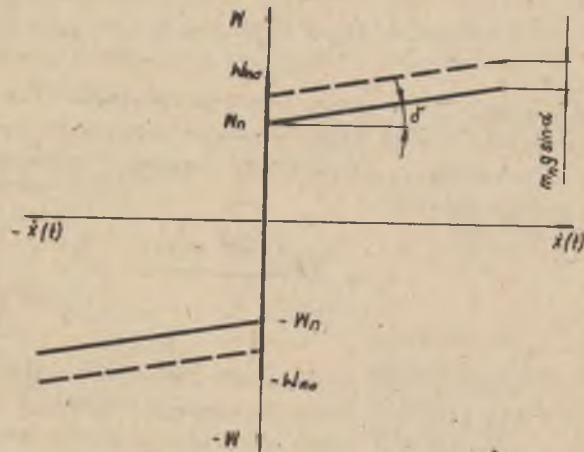
η_m - sprawność mechaniczna napędu.

Poślizg niesprężysty na bębnie napędowym wystąpi, gdy $P_n > P_U$. W przypadku gdy wystąpi poślizg niesprężysty taśmy na bębnie, zmieniają się warunki sprzężenia ciernego, wtedy jako siłę napędową należy przyjąć P_U . Natomiast w przypadku gdy nie występuje poślizg na bębnie $P_U > P_n$, jako siłę napędową taśmy przyjmuje się wartość P_n .

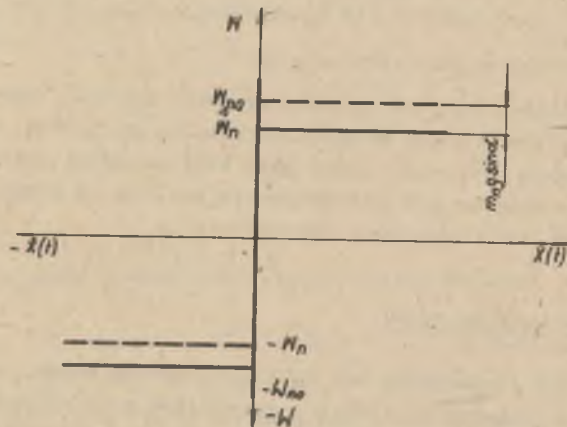
4.3. Model oporów ruchu

Opory ruchu przenośnika nie są stałe. Zależą między innymi od prędkości taśmy, masy nosiwa na taśmie i charakteru współczynnika tarcia. Współczynniki tarcia są funkcjami prędkości. Dla małych prędkości wartości współczynników tarcia są duże. W miarę wzrostu prędkości współczynniki te początkowo szybko maleją (w zakresie prędkości taśm stosowanych w przenośnikach). Dopiero powyżej pewnej wartości prędkości następuje powolny wzrost

a)



b)



Rys. 4.18. Model oporów ruchu przenośnika taśmowego
a - opory ruchu zależne od prędkości taśmy; b - opory ruchu stałe

współczynnika tarcia [L. 20]. Model matematyczny oporów ruchu, zależnych od prędkości taśmy przedstawia rys. 4.18a. Można go opisać następującymi zależnościami:

$$W(\dot{x}, W_{no}) = \begin{cases} W_n \text{sign} |\dot{x}| \text{tg} \delta + W_n (m_n g \sin \alpha + 1) & \text{dla } \dot{x} > 0 \\ -W_n \text{sign} |\dot{x}| \text{tg} \delta - W_n (m_n g \sin \alpha + 1) & \text{dla } \dot{x} < 0 \\ \xi |W_{no}| \pm m_n g \sin \alpha & \text{dla } \dot{x} = 0 \end{cases} \quad (4.40)$$

$\xi \in (+1; -1)$

gdzie:

- W_n - opory w ruchu ustalonym przypadające na jedną masę w modelu dyskretnym przenośnika,
- W_{no} - opory statyczne przypadające na jedną masę,
- δ - kąt określający zmianę oporów ruchu w zależności od prędkości taśmy,
- m_n - masa zredukowana ciągną, nosiwa i krążników w modelu dyskretnym przenośnika,
- α - kąt nachylenia trasy przenośnika.

Dla przenośników taśmowych transportujących nosiwo w górę we wzorze 4.40 (wiersz trzeci) obowiązuje znak "+", dla przenośników transportujących nosiwo w dół znak "-". Współczynnik ξ określa przypadek ruchu przenośnika występujący w czasie nieskończenie małym (ale większym od zera, gdy \dot{x} jeszcze 0), opory ruchu są wtedy W_{no} . Natomiast w czasie $t = 0$ oraz $\dot{x} = 0$ opory statyczne są równe zero, ponieważ w innym przypadku w modelu przenośnika stałyby się siłami napędzającymi przenośnik w drugą stronę. Stosunek oporów w czasie postoju przenośnika do oporów w okresie jego ruchu przyjęto: $\frac{W_{no}}{W_n} = 1,25$, analogicznie jak stosunek współczynników tarcia statycznego i ruchowego. W przypadku przenośnika pracującego pod kątem α w stosunku do poziomu występuje dodatkowo składowa siła ciężkości potrzebna na podniesienie masy nosiwa na wysokość $W_H = m_n g \sin \alpha$. Do celów praktycznych można model oporów ruchu przenośnika taśmowego uprościć do podanego na rys. 4.18b. Zakłada się w tym przypadku, że istnieją opory ruchu stałe od chwili, gdy $|\dot{x}| > 0$ i równe W_n . W zakresie prędkości taśm występujących w przenośnikach (1,5÷6 m/s) jest to uproszczenie nie wprowadzające większych błędów do analizy stanów nieustalonych przenośnika. Natomiast w chwili $t > 0$ (ale t bardzo małe), gdy jeszcze $\dot{x} = 0$, przyjmuje się opory statyczne $W_{no} = 1,25 W_n$. W chwili $t = 0$ oraz $\dot{x} = 0$ siły tarcia są równe 0. Model ten można opisać następująco:

$$W = W_n \text{sign} \dot{x} \quad \text{dla } 0 < \dot{x} < 0 \quad (4.41)$$

$$W = f W_{nb} \quad \text{dla} \quad \dot{x} = 0$$

$$f \in (+1, -1)$$

Opory w ruchu ustalonym W_n w cięgnie górnym przenośnika i w cięgnie dolnym określa się metodą oporów jednostkowych [L. 110].

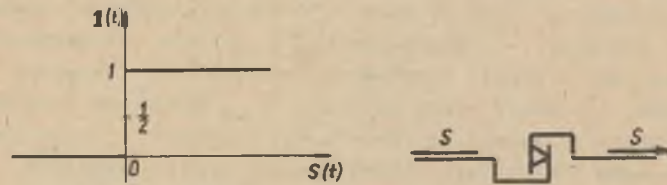
4.4. Model sił czynnych w taśmie

Analizując charakter sił czynnych, jakie mogą występować w taśmie przenośnika widać, że taśma przenosi siły tylko w jednym kierunku, tzn. że taśma może być tylko rozciągana. W modelu fizycznym przenośnika taśmowego kierunek działania sił w taśmie określa symbol wg rys. 4.19b. Natomiast w modelu matematycznym przenośnika siły czynne reprezentowane są funkcją jednostkową Heaviside'a (rys. 4.19a), którą zapisuje się następująco:

$$1(t) = 0 \quad \text{dla} \quad S < 0$$

$$1(t) = 1 \quad \text{dla} \quad S > 0$$

$$1(t) = \frac{1}{2} \quad \text{dla} \quad S = 0$$
(4.42)



Rys. 4.19. Model sił czynnych w taśmie przenośnika
a - model Heaviside'a; b - model fizyczny

4.5. Model naciągu wstępnego taśmy

Dla uzyskania poprawnej pracy przenośnika niezależnie od zmian wartości współczynnika tarcia μ należałoby stosować możliwie największe wartości napięcia taśmy. Jednakże długotrwałe duże naprężenia wpływają niekorzystnie na trwałość taśmy a w szczególności na jej złącza. Większa awaryjność złącz taśm spowodowana jest ich mniejszą wytrzymałością mechaniczną. Potwierdzają to statystyki prowadzone w kopalniach węgla brunatnego [L. 33; 5]. W przenośnikach taśmowych krótkich lub średniej długości stosuje się często urządzenia napinające o stałym położeniu bębna napinającego. Sposób ten polega na sprowadzeniu bębna napinającego do położenia zapewniającego odpowiednią wartość siły naciągu i pozostawienie go w tym

położeniu we wszystkich stanach pracy przenośnika. Bęben przemieszcza się jedynie okresowo w celu skompensowania trwałych wydłużeń taśmy spowodowanych działaniem dużych naprężeń. Przemieszczenie to może być realizowane za pomocą śrub ściągających łożyska bębna napinającego lub za pomocą wciągarki linowej. Bębniem napinającym jest tu zwykle bęben zwrotny, lecz nie ma to istotnego wpływu na pracę przenośnika. To rozwiązanie napinania taśmy jest rozwiązaniem najprostszym, jednak wadą jego jest większe obciążenie taśmy. Ponadto nie daje ono kontroli sił w czasie rozruchu i ze względu na swoją sztywność łatwo może prowadzić w dłuższych przenośnikach do poślizgu taśmy na bębnie napędowym. Równania opisujące ruch odcinka taśmy, położonego między punktami 4 i 5 (rys. 4.20a):

$$\frac{m_i}{2} \frac{dv_4}{dt} = S_4 - S_5 - W_{nb} \text{ sign } v_4, \quad (4.43)$$

gdzie:

- m_i - zastępcza masa jednostkowa taśmy i bębna pomiędzy punktami 4 i 5,
- W_{nb} - opór ruchu na odcinku taśmy 4 i 5 uwzględniający opory na bębnie napinającym.

W przenośnikach taśmowych o długościach $L < 1000$ m najczęściej stosuje się napinanie ciężarowe (rys. 4.20b) utrzymujące stałe napięcie w taśmie. Przy tym sposobie bęben napinający utrzymywany jest w położeniu równowagi przez odpowiednio dobrane obciążenie. Każda zmiana naprężenia w taśmie powoduje ruch bębna, tak że równowaga sił pomiędzy napięciem taśmy a obciążeniem zostaje zachowana. Droga bębna napinającego musi być na tyle duża, aby nawet przy największych wydłużeniach taśmy, występujących przy rozruchu, układ mógł przejść wydłużoną taśmę zachowując w niej stałą wartość naprężenia. Prędkość liniowa bębna napinającego (rys. 4.20b):

$$\dot{x}'_p = \frac{v_k - v_{k+1}}{2}, \quad (4.44)$$

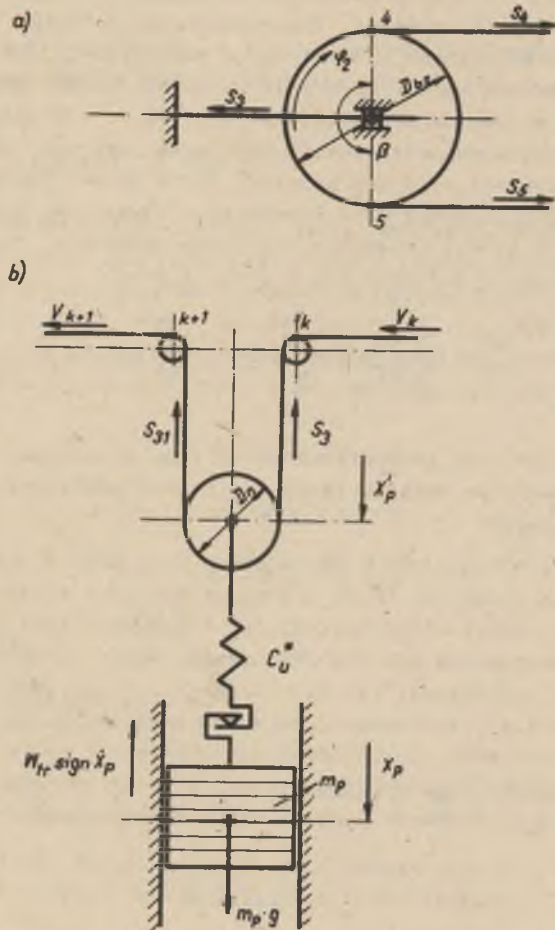
gdzie:

- $v_k - v_{k+1}$ - różnica prędkości taśmy w punktach k oraz k+1 uwzględniająca ruch bębna napinającego.

Prędkości v_k i v_{k+1} są prędkościami odpowiednich mas częściowych ($m_{2,3}$) w dyskretnym modelu przenośnika, sąsiadujących z układem napinania.

Równania opisujące ruch odcinka taśmy między punktami k oraz k+1 (rys. 4.20b) są następujące:

$$m_i l_k \frac{dv_k}{dt} = S_3 - S_{31} - W_n \text{ sign } v_k, \quad (4.45)$$



Rys. 4.20. Sposoby wywołania napięcia wstępnego w taśmie przenośnika
 a - napinanie śrubowe; b - napinanie ciężarowe środkowe

$$m_p \ddot{x}_p + C_u (x_p - x'_p) + W_{tr} \text{sign } \dot{x}_p = m_p g.$$

gdzie:

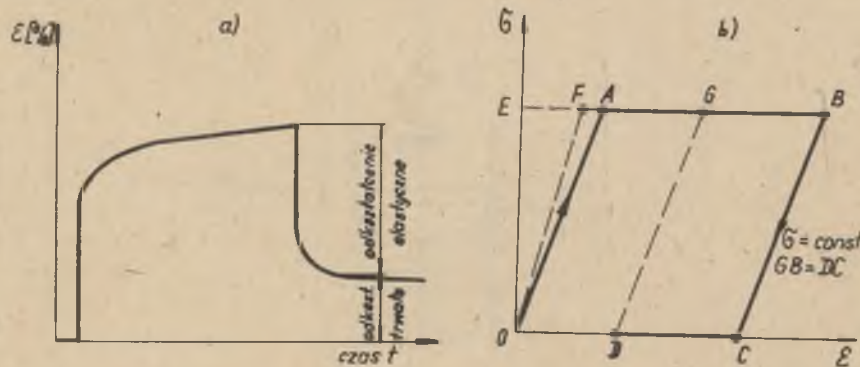
- W_n - opór ruchu na bębnie napinającym,
- W_{tr} - opory tarcia w urządzeniu napinającym,
- l_k - długość odcinka taśmy między punktami k oraz k+1,
- m_1 - zastępcza masa jednostkowa taśmy i bębna napinającego między punktami k oraz k+1.

Siły w taśmie na odcinku napinania, na skutek sprawności mechanizmu napinającego, wahają się. Większe występują przy ruchu masy obciążnika w górę, a mniejsze przy wybieraniu taśmy. We wzorach 4.44 i 4.45 założono, że prędkość bębna napinającego \dot{x}'_p jest skierowana w dół.

5. MODEL REOLOGICZNY TAŚMY PRZENOŚNIKOWEJ

5.1. Cechy reologiczne taśm przenośnikowych

Taśma przenośnikowa jest ciałem anizotropowym, zaś jej charakterystyka mechaniczna (zwłaszcza w przypadku rdzenia tekstylnego) posiada wyraźne cechy reologiczne i znaczną histerezę. Niejednorodność struktury taśmy powoduje niejednorodność odkształcenia i nieliniowość naprężeń w poszczególnych punktach taśmy (rys. 5.1). W taśmie po kolejnych stanach obciążenia i odciążenia pozostaje "historia" w postaci odkształceń i naprężeń wstępnych. Deformacja taśmy jest sumą sprężystego i trwałego odkształcenia (rys. 5.1b). Przyłożenie stałego naprężenia do taśmy wywołuje w niej pewne odkształcenie całkowite (EB na rys. 5.1b), składające się z odkształcenia sprężystego natychmiastowego EA, odkształcenia trwałego opóź-



Rys. 5.1. Taśma przenośnikowa traktowana jako model nieliniowy
a - zachowanie taśmy przy długotrwałym obciążeniu i odciążeniu; b - składowe odkształcenia taśmy

nionego (pełzania) AG oraz odkształcenia sprężystego opóźnionego BG. Po odjęciu obciążenia z taśmy kurczy się ona o wartość DC pozostawiając pewne odkształcenie trwałe. Następny cykl obciążenia przebiega już wg linii OFG. W ten sposób każdy cykl obciążenia i odciążenia rozpoczyna się od pokonania pozostałego po poprzednim cyklu odkształcenia natychmiastowego trwałego AF. Przy zachowaniu stałej wielkości naprężenia (obciążenia) wydłużenie taśmy wzrasta z upływem czasu i dąży asymptotycznie do pewnej stałej wielkości [L. 19; 72]. Dopiero po nieskończonej długości czasu dąży

do zera (rys. 5.1a). Wynika z tego, że każda taśma z przekładkami tkanymi wykazuje ciągle o malejącym wzroście w czasie odkształcenie konstrukcyjne (trwałe). Jest ono wynikiem różnego ułożenia nici wтку i osnowy przekładek. W związku z tym model reologiczny taśmy przenośnikowej powinien posiadać element obcinający spadek odkształcenia w czasie [L. 72]. Przy dużych odkształceniach i naprężeniach taśmy jej własności reologiczne powinny zależeć od naprężeń i odkształceń. Zadanie to jest możliwe do spełnienia, jeżeli założy się nieliniowość między naprężeniem i odkształceniem [L. 2]. W pracy niniejszej rozpatrywany jest okres rozruchu przenośnika taśmowego, w którym do wyznaczenia sił działających na dowolne elementy układu uwzględnia się przyrosty odkształceń nie osiągające w tym okresie czasu znacznych wartości.

Dla przypadku małych odkształceń i naprężeń w taśmie można jej właściwości odwzorować za pomocą prostszych modeli liniowych [L. 72]. Taśmę przenośnikową dla jednoosiowego stanu naprężeń można modelować w postaci płaskiej kombinacji liniowych modeli podstawowych.

Można ją ująć w postaci modeli liniowych jako:

- ciało jednoparametrowe (sprężyste) - model Hooke'a (tabl. 5.1),
- ciało dwuparametrowe (lepko-sprężyste) - model Kelvina-Voigta (tablica 5.1),
- ciało trójparametrowe - model standardowy (tabl. 5.1),
- ciało wieloparametrowe.

Analizę zachowania się modeli reologicznych taśmy przeprowadzono przy uzupełnieniu danego modelu masą skupioną, obciążoną siłą skokową przy wymuszeniu kinematycznym lub dynamicznym. W niniejszym rozdziale podano rozwiązania modeli reologicznych taśmy przenośnikowej w czasie (przemieszczenie, prędkość i przyspieszenie) ujętych w takiej formie w jakiej były potrzebne w trakcie badań laboratoryjnych taśm, a nie spotykanych dotychczas w literaturze.

Wyznaczając stany nieustalone w taśmie można stosować dynamiczny lub udarowy moduł sprężystości. Do analizy stanów ustalonych stosuje się statyczny moduł sprężystości wyznaczony z krzywej pełzania. Moduł dynamiczny wyznacza się na podstawie krzywej pełzania, uzyskanej z wydłużeń osiągniętych po przyłożeniu skokowego obciążenia o częstotliwości 1 Hz (czas trwania 1 s), w zakresie 4-10% wytrzymałości nominalnej taśmy. Moduł udarowy określa się na podstawie próby dynamicznej dla częstości zmian obciążenia około 100 Hz (czas trwania obciążenia 0,01 s), w zakresie wytrzymałości nominalnej taśmy 10-25%.

5.2. Model dwuparametrowy taśmy (Kelvina-Voigta)

Traktując taśmę przenośnikową jako ciało liniowo-lepko-sprężyste, można ją zastąpić dwuparametrowym modelem Kelvina-Voigta (tabl. 5.1). Włas-

Tablica 5.1

Zestawienie podstawowych zależności dla liniowych modeli reologicznych oddających własności taśm przewodnikowych

Lp.	Nazwa modelu	Schemat mechaniczny modelu	Cechy charakterystyczne modeli				
			Równanie reologiczne stanu	Dysypacja energii	Funkcja relaksacji naprężeń $\psi(t) = \frac{\sigma(t)}{\sigma_0}$ dla $t=0$ i $\epsilon = \epsilon_0$	Funkcja pełzania $\phi(t) = \frac{\epsilon(t)}{\epsilon_0}$ dla $t=0$ i $\sigma = \sigma_0$	Funkcja opóźnienia sprężystego $\epsilon(t)$
1	Hooka		$\dot{\sigma} = E \cdot \dot{\epsilon}$	brak	$E = const$	$\frac{\sigma}{E} = const$	0
2	dwuparametrowy: Kelvin - Voight		$\dot{\sigma} = E \dot{\epsilon} + \eta \frac{d^2 \epsilon}{dt^2}$	występuje	$E = const$	$\frac{\sigma}{E} (1 - e^{-t/\tau})$	$\frac{\sigma_0}{E} (1 - e^{-t/\tau})$
3	tryparametrowy: standardny		$\dot{\sigma} + T_1 \frac{d\sigma}{dt} = M_1 \frac{d\epsilon}{dt} + M_2 \epsilon$	występuje	$M_1 + \frac{\sigma_0}{\epsilon_0} - M_2 = \frac{\sigma_0}{\epsilon_0}$	$\frac{\sigma}{M_1} (1 - e^{-t/\tau_1}) + \frac{\sigma_0}{M_2} e^{-t/\tau_2}$	$\frac{\sigma_0}{M_1} + (\epsilon_0 - \frac{\sigma_0}{M_2}) e^{-t/\tau_1}$

ności taśmy charakteryzują jej moduł sprężystości E oraz współczynnik lepkości η . Przebieg deformacji modelu dwuparametrowego przedstawia rys. 5.2a i b. Sztywność dowolnego odcinka taśmy:

$$C = \frac{EB}{L_n} \quad (5.1)$$

Tłumienie taśmy określa się zależnością:

$$C_\eta = \frac{\eta B}{L_n} \quad (5.2)$$

gdzie:

L_n - długość odcinka taśmy, dla którego wyznacza się sztywność lub tłumienie.

Moduł sprężystości E oraz współczynnik lepkości η są określane dla całej taśmy (dla wszystkich przekładek łącznie).

W przypadku ruchu masy skupionej, pod wpływem siły S , z więzami określonymi ciałem Kelvina-Voigta, ruch ten opisuje równanie (rys. 5.2c):

$$m \ddot{x} + \frac{C_\eta}{C} \dot{x} + x = \frac{S}{C} \quad (5.3)$$

gdzie:

$\frac{1}{m} \sqrt{\frac{m}{C}}$ - charakteryzuje częstość drgań własnych,

$\tau = \frac{C_\eta}{C} = \frac{\eta}{E}$ - charakteryzuje czas opóźnienia (stała czasowa).

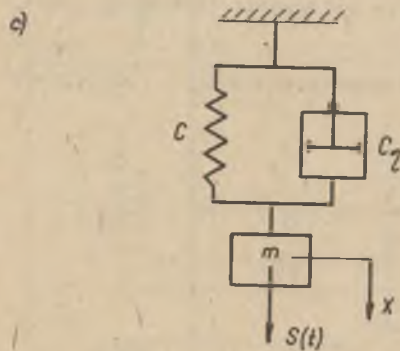
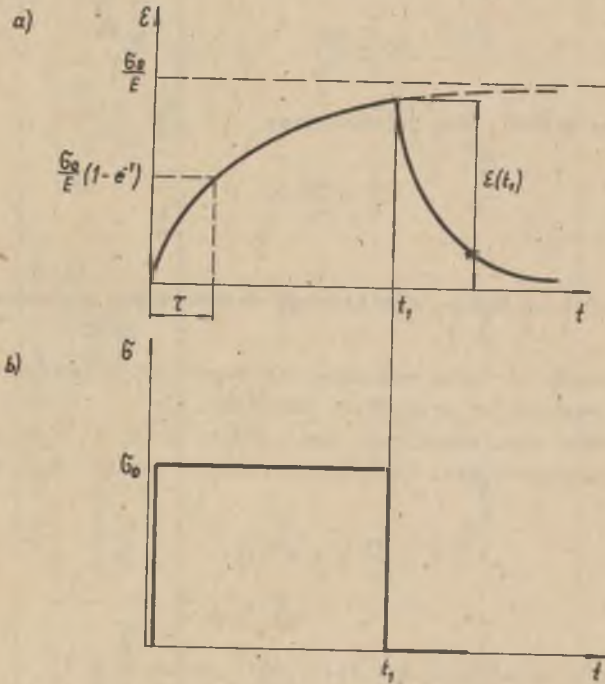
Dla warunków początkowych: $x(0) = 0$ oraz $\dot{x}(0) = 0$; przy założeniu, że siła S posiada charakter obciążenia skokowego, rozwiązanie równania 5.3 posiada postać:

$$x(t) = \frac{S}{C} \left[1 - e^{-\frac{t}{\tau}} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\omega_0^2 \tau^2}{4}}} \sin(\omega t + \varphi) \right] \quad (5.4)$$

gdzie:

$$\frac{1}{\tau} = \frac{1}{2} \omega_0^2 \tau; \quad \omega = \omega_0 \sqrt{1 - \frac{\omega_0^2 \tau^2}{4}}; \quad \varphi = \arctg \left| \frac{1 - \frac{\omega_0^2 \tau^2}{4}}{\frac{\omega_0 \tau}{2}} \right|$$

W przypadku odciążenia wydłużonego o wartość x modelu dwuparametrowego (rys. 5.2c) równanie ruchu posiada postać:



Rys. 5.2. Przebieg deformacji modelu dwuparametrowego
 a - zmiany odkształcenia; b - zmiany naprężeń; c - model ciała Kelvina - Voigta z masą skupioną

$$\frac{m}{C} \ddot{x} + \frac{C_2}{C} \dot{x} + x = 0 \quad (5.5)$$

Dla warunków początkowych: $x(0) = \frac{S}{C}$ oraz $\dot{x}(0) = 0$, rozwiązanie równania 5.5 wygląda następująco:

$$x(t) = \frac{S}{C} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{\omega_0^2 \tau_x^2}{4}}} e^{-\frac{t}{\tau_x}} \sin(\omega t + \varphi) = \frac{S}{C} e^{-\frac{t}{\tau_x}} (\cos \omega t + \frac{1}{\omega \tau_x} \sin \omega t) \quad (5.6)$$

Z pomiarów na stanowisku badawczym stwierdzono:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{1}{\omega \tau_x} = 0,065 \pm 0,022 \quad \text{lub} \quad \omega \tau_x = 15,3 \pm 42,3.$$

jeżeli:

$$\tau = \frac{C_2}{C} = \frac{2}{\tau_x \omega_0^2} = \frac{2m}{\tau_x C}$$

to:

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \frac{\omega_0^2}{4} \cdot \frac{4}{\tau_x^2 \omega_0^2}} = \omega_0 \sqrt{1 - \frac{1}{\tau_x^2 \omega_0^2}} \quad (5.7)$$

$$\omega_0^2 = 1 - \frac{1}{\tau_x^2 \omega_0^2}$$

$$\omega_0^2 = \omega_0^2 \left(1 + \frac{1}{\tau_x^2 \omega_0^2}\right) = \omega_0^2 (1 + 0,0021 \pm 0,00024)$$

stąd:

$$\omega_0^2 \approx \omega^2 = \frac{C}{m}; \quad \tau_x = \frac{2m}{C_2}$$

Ta samą prędkością opisaną modelem dwuparametrowym o sztywności C i niewielkim współczynniku tłumienia C₂ dla przypadku odciążenia, można opisać równaniem wynikającym z 5.6:

$$x(t) \approx \frac{S}{C} e^{-\frac{t}{\tau_x}} \cos \omega_0 t \quad (5.8)$$

Równanie 5.8 wynika stąd, że drugi człon równania 5.5 ($\frac{1}{\tau_x \omega}$) jest bardzo mały i można go w praktyce pominąć.

5.3. Model trójparametrowy taśmy (standardowy)

W modelu trójparametrowym:

- czas relaksacji naprężeń przy $\varepsilon = \text{const}$:

$$\tau_\sigma = \frac{\eta_V}{E_a + E_V} \quad (5.9)$$

- czas relaksacji odkształcenia, gdy $\sigma = \text{const}$:

$$\tau_\varepsilon = \frac{\eta_V}{E_V} \quad (5.10)$$

- moduł relaksacji soręczystej:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{\sigma(t)}{\varepsilon(t)} = \frac{E_a \cdot E_V}{E_a + E_V} = M_R \quad (5.11)$$

Relaksację naprężeń modelu standardowego przedstawiono graficznie na rys. 5.3a, natomiast relaksację odkształceń na rys. 5.3b. Sztywność uderzeniowa dowolnego odcinka taśmy wynosi:

$$C_a = \frac{E_a B}{L_n} \quad (5.12)$$

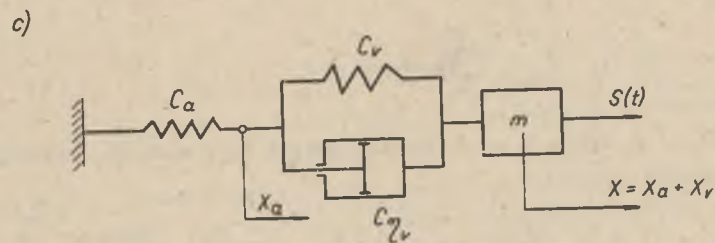
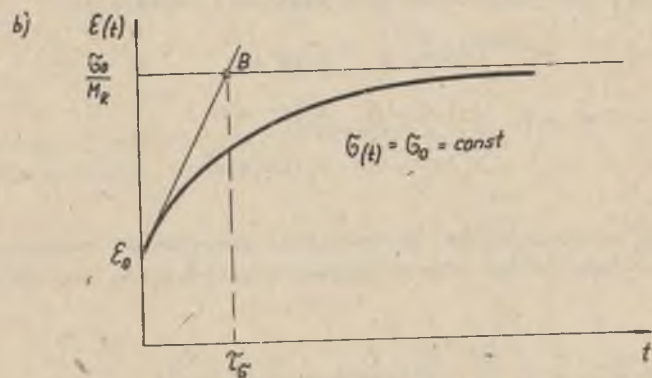
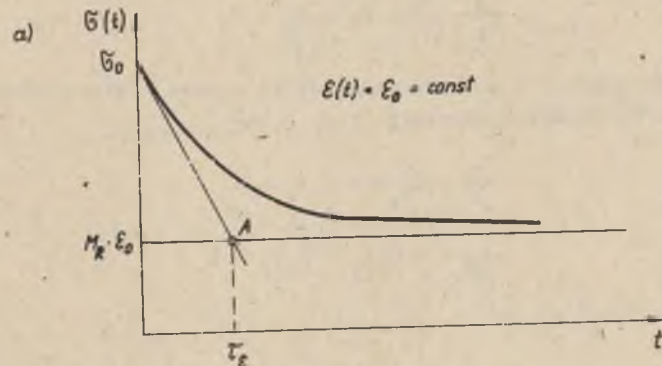
Sztywność tłumiona wyraża się zależnością:

$$C_V = \frac{E_V B}{L_n} \quad (5.13)$$

Tłumienie taśmy:

$$C_{\eta_V} = \frac{\eta_V B}{L_n} \quad (5.14)$$

Jeżeli do modelu trójparametrowego przyłożyć siłę S , to model odkształci się natychmiast. Przy skokowym obciążeniu modelu nie pracuje sprężyna o sztywności E_V , ponieważ tłumik przenosi całe obciążenie. W miarę upływu czasu tłumik zaczyna się również przemieszczać, narasta więc odkształcenie sprężyny E_a , która rozpoczyna przenosić obciążenie. W chwili gdy ustali się równowaga, tłumik nie przenosi obciążenia, gdyż przejęła go



Rys. 5.3. Przebieg deformacji modelu trójparametrowego
 a - przebieg naprężeń w czasie (relaksacja naprężeń) przy stałym odkształceniu; b - przebieg odkształcenia w czasie (krzywa pełzania) przy stałym naprężeniu, c - model trójparametrowy z masą skupioną

sprężyna E_V . W tym czasie sztywność modelu jest zastępczą sztywnością szeregowo połączonych sprężyn E_a i E_V [L. 19].

$$\frac{E_a \cdot E_V}{E_a + E_V} = M_R < E_a = M_U \quad (5.15)$$

Dla masy skupionej, z więzami określonymi ciałem standardowym, ruch ciała opisują następujące równania (rys. 5.3c):

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + C_V \dot{x} + C_V X_V &= S \\ -C_V \dot{x} - C_V X_V + C_a X_a &= 0 \\ X_V &= x - X_a \end{aligned} \quad (5.16)$$

Warunki początkowe dla równań 5.16 wyglądają następująco:

$$\begin{aligned} x(0) &= 0 & \dot{x}(0) &= 0 \\ x_V(0) &= 0 & \dot{x}_V(0) &= 0 \\ x_a(0) &= 0 & \dot{x}_a(0) &= 0 \end{aligned} \quad (5.17)$$

Rozwiązanie równań 5.16 po wprowadzeniu uproszczeń związanych z zakresem badanych parametrów taśm przenośnikowych wygląda następująco:

$$x(t) = \frac{S}{C_a} + \frac{S}{C_V} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) - \frac{S}{C_a} (\cos \omega t + \frac{1}{\tau \omega} \sin \omega t) e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (5.18)$$

gdzie:

$$\tau_a = \frac{2C_V}{C_a} \quad \tau = \frac{C_V}{C_a}$$

Zapisując równanie 5.18 we współrzędnych biegunowych, uzyskuje się:

$$x(t) = \frac{S}{C_a} + \frac{S}{C_V} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) - \frac{S}{C_a} \cdot R \cos(\omega t - \varphi) \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (5.19)$$

Dla parametrów stoiska i badanych taśm:

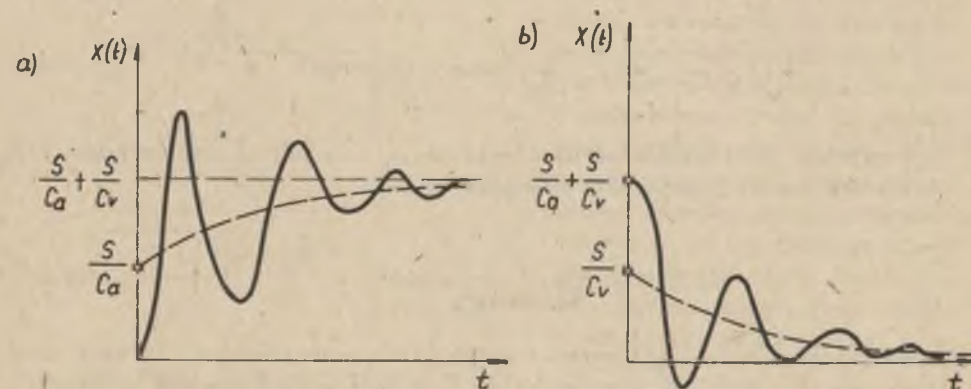
$$\begin{aligned} \varphi &= \arctg \frac{1}{\tau \omega} = \arctg \frac{1}{79 \cdot 46,8} = 0,12^\circ \div 0,21^\circ \approx 0 \\ R &= \sqrt{1 + \left(\frac{1}{\tau \omega}\right)^2} \approx 1 \end{aligned} \quad (5.20)$$

Tak więc ostateczne rozwiązanie (przybliżone) równania 5.16 ma postać:

$$\begin{aligned} x(t) &\approx \frac{S}{C_a} + \frac{S}{C_V} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) - \frac{S}{C_a} \cos \omega t \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \\ \dot{x}(t) &\approx \frac{S}{C_V} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + \frac{S}{C_a} \omega \cdot \sin \omega t \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + \frac{S}{C_a} \frac{1}{\tau} \cos \omega t \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \end{aligned} \quad (5.21)$$

$$\dot{x}(t) \approx -\frac{S}{C_V} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + \frac{S}{C_a} \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} \left[\frac{2\omega}{\tau} \sin \omega t + (1 - \omega^2) \cos \omega t \right]$$

Rozwiązanie modelu trójparametrowego z masą w okresie obciążania układu przedstawiono na rys. 5.4a.



Rys. 5.4. Zmiany funkcji $x(t)$ w czasie modelu standardowego a - model obciążony siłą S ; b - przypadek luzowania napiętego siłą S układu

W przypadku odciążenia wydłużonego o wartość x modelu trójparametrowego (rys. 5.3c) pod wpływem skokowej siły S , równania ruchu wyglądają następująco:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + C_{\eta V} \dot{x}_V + C_V x_V &= 0 \\ -C_{\eta V} \dot{x}_V - C_V x_V + C_a x_a &= 0 \\ x_V &= x - x_a \end{aligned} \quad (5.22)$$

Warunki początkowe dla układu równań 5.22 mają postać:

$$\begin{aligned} x(0) &= \frac{S}{C} & \dot{x}(0) &= 0 \\ x_V(0) &= \frac{S}{C_V} & \dot{x}_V(0) &= 0 \\ x_a(0) &= \frac{S}{C_a} & \dot{x}_a(0) &= 0 \end{aligned} \quad (5.23)$$

gdzie:

C - sztywność zastępcza modelu trójparametrowego

$$C = \frac{C_a \cdot C_V}{C_a + C_V} \quad (5.24)$$

Po wprowadzeniu uproszczeń analogicznych jak dla modelu obciążonego skokową siłą S, rozwiązanie równań 5.22 przybierze postać:

$$x(t) = \frac{S}{C_V} \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + \frac{S}{C_a} (\cos \omega t - \frac{1}{\tau \omega} \sin \omega t) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_a}} \quad (5.25)$$

Przyjmując analogiczne uproszczenia jak dla wyrażenia 5.19 uzyskuje się ostateczną postać rozwiązania równania 5.22:

$$x(t) \approx \frac{S}{C_V} \cdot e^{-\frac{t}{\tau}} + \frac{S}{C_a} \cos \omega t \cdot e^{-\frac{t}{\tau_a}} \quad (5.26)$$

Rozwiązanie modelu trójparametrowego taśmy przenośnikowej z masą skupioną, napiętą wstępnie skokową siłą S, a następnie odciążoną, przedstawia rys. 5.4b. Z równań 5.21; 5.26 wynika, że na skutek przyjętych uproszczeń dokonywanych w trakcie rozwiązywania równań ruchu (5.16 i 5.22), uzyskany wynik nie jest całkowicie zgodny z przyjętymi warunkami początkowymi (5.17 i 5.23), ponieważ dla $t = 0$; $\dot{x}(0) \neq 0$. Niedokładność ta zachodzi jedynie dla pierwszych kilku (2-3) oscylacji.

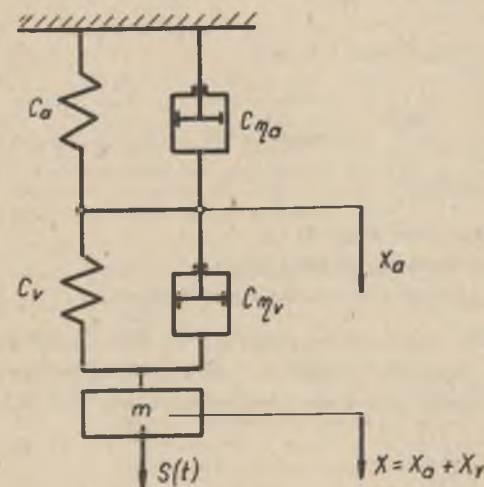
5.4. Model czteroparametrowy taśmy

W zasadzie model trójparametrowy powinien wystarczająco dobrze i dokładnie odwzorować charakter pracy taśmy przenośnikowej. Wskazywałby na to np.: wykładniczy charakter przebiegu funkcji wartości średniej oscylacji (z równania 5.21):

$$\Delta x(t) = \frac{S}{C_V} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \quad (5.27)$$

Jednak relacje między $\frac{S}{C_V}$ oraz τ nie zawsze spełniają warunki właściwe dla tego modelu (patrz rozdział 7.1). Własności reologiczne taśmy należałoby odwzorować modelem wieloparametrowym złożonym z elementów sprężystych i lepkich zestawionych szeregowo lub równoległa. Wykorzystując przy tym zasadę superpozycji powinno się uzyskać w wyniku również model linio-

wy [L. 90]. Opis matematyczny takiego modelu prowadzi do równań różniczkowych zwyczajnych wysokich rzędów. Rozwiązanie takich równań nie następuje trudności pojęciowych, ale jest trudne i żmudne do wykonania i umożliwia otrzymanie jedynie ogólnych rozwiązań przybliżonych (co już musiało być wprowadzone przy rozwiązywaniu równań dla modelu dwu- i trójparametrowego). Najprostszym modelem wieloparametrowym może być model czteroparametrowy, który powstał przez szeregowe połączenie dwóch modeli Kelvina-Voigta (rys. 5.5). W modelu tym założono, że $C_a \neq C_V$ oraz $C_{\eta V} \neq C_{\eta a}$.



Rys. 5.5. Model czteroparametrowy z masą skupioną

Rozpatrzone ruch modelu odkształconego o wartość x pod wpływem skokowo przyłożonej siły $S(t)$, a następnie odciążonego. Równania ruchu takiego modelu, przedstawionego na rys. 5.5, wyglądają następująco:

$$m\ddot{x} + C_{\eta V} \dot{x}_V + C_V x_V = 0 \quad (5.28)$$

$$c_{\theta a} \dot{x}_a + c_a x_a - c_{\theta v} \dot{x}_v - c_v x_v = 0$$

$$x_v = x - x_a$$

Warunki początkowe dla równań 5.28 mają postać:

$$\begin{aligned} x_a(0) &= \frac{s}{c_a} & \dot{x}_a(0) &= 0 \\ x_v(0) &= \frac{s}{c_v} & \dot{x}_v(0) &= 0 \\ x(0) &= \frac{s}{c_a} + \frac{s}{c_v} & \dot{x}(0) &= 0 \end{aligned} \quad (5.29)$$

Równanie charakterystyczne w postaci operatorowej posiada postać:

$$p^3 + ap^2 + bp + c = 0 \quad (5.30)$$

Przewidywana postać rozwiązania równań ruchu 5.28:

$$x(t) = A_1 \cdot e^{\alpha_1 t} + A_2 \cdot e^{\alpha_2 t} \cdot \cos(\omega t + \varphi), \quad (5.31)$$

gdzie:

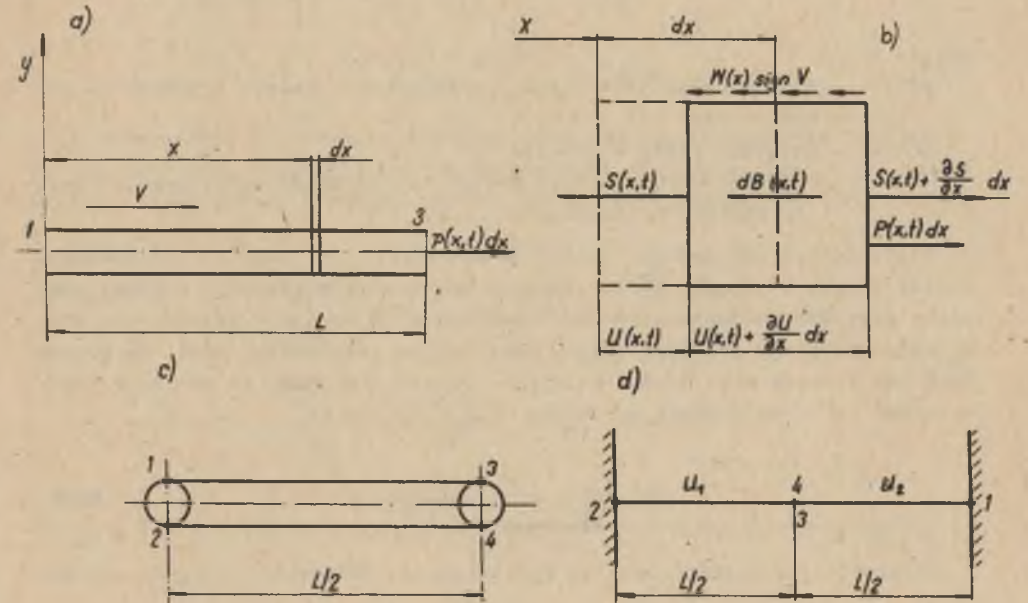
- α_1 - pierwiastek rzeczywisty równania 5.31,
- α_2 - część rzeczywista pierwiastka zespolonego,
- $A_1; A_2; \varphi$ - stałe zależne od przyjętych warunków początkowych.

Przedstawienie równań ruchu modelu czteroparametrowego (5.28) w postaci przedstawionej wzorem 5.30 miało na celu ukazanie, że model czteroparametrowy zachowywać się będzie podobnie jak model dwuparametrowy [L. 90].

6. BUDOWA MODELI MECHANICZNYCH PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH

6.1. Model przenośnika z taśmą traktowaną jako układ ciągły

Rozwiniętą taśmę przenośnika uważać można jako układ (pręt) posiadający nieskończenie wiele stopni swobody. Dynamikę taśmy w tym stanie opisuje równanie falowe, które jest równaniem różniczkowym cząstkowym. Rozwiązania takiego równania dokonuje się przy założeniu, że pręt posiada określoną długość L , przy czym obydwie jego końce są zamocowane sztywno (rys. 6.1d) [L. 13]. Dla takiego przypadku układ może jedynie wykonywać proste



Rys. 6.1. Rozkład sił działających na taśmę przenośnikową
a - taśma jako pręt drgający; b - siły działające na element taśmy; c - schemat przenośnika; d - przenośnik jako pręt obustronnie sztywno zamocowany

drżenia harmoniczne, to znaczy drżenia przebiegające sinusoidalnie w czasie, w postaci fali stojącej. Jeżeli przyjąć, że taśma jest ciałem lepko-sprężystym, odpowiadającym modelowi reologicznemu Kelvina-Voigta, równanie równowagi elementu taśmy (rys. 6.1b) posiada formę:

$$-S(x,t) + S(x,t) + \frac{\partial S}{\partial x} dx - dB(x,t) - W(x) \operatorname{sign} v dx + P(x,t) dx = 0 \quad (6.1)$$

Na element taśmy o długości dx działa siła $S(x,t)$ oraz siła zewnętrzna (od napędu) $P(x,t)dx$. Siła wewnętrzna jest przekazywana taśmie tylko na odcinku opasania taśmą bębnow napędowych. Na pozostałej długości taśmy jest równa zero. Odkształceniu sprężystemu $U(x,t)$ elementu dx taśmy przeciwstawia się siła bezwładności $dB(x,t)$ oraz siła oporów ruchu $W(x) \operatorname{sign} v$. W modelu przyjęto opory ruchu $W(x)$ jako rozłożone równomiernie wzdłuż trasy przenośnika. W rzeczywistości wektor oporów ruchu winien być doczepiony do każdego krążnika, bębna napędowego, zwrotnego, skrobaka itd. tworząc dyskretny rozkład oporów na długości przenośnika. Przy rozruchu załadowanego przenośnika masa nosiwa na taśmie zmienia się. Siła bezwładności działająca na element taśmy o zmiennej masie wynosi:

$$dB(x,t) = m(t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} dx + [v(x,t) - u(x,t)] \frac{dm}{dt} dx. \quad (6.2)$$

gdzie:

$m(t)$ - zmienna masa jednostkowa (zredukowana) taśmy i nosiwa na odcinku dx ;

$v(x,t)$ - prędkość taśmy w punkcie x ;

$u(x,t)$ - prędkość ubywania masy nosiwa lub prędkość przybywania masy (ze znakiem przeciwnym).

W górnictwie podziemnym, gdzie przenośniki są często doładowywane wzdłuż trasy, wielkość $\frac{dm}{dt} dx$ zmienia się w sposób skokowy. W niniejszej pracy przyjęto równomierne rozłożenie nosiwa na taśmie w czasie rozruchu. W takim przypadku pochodna zmiany masy nosiwa jest równa zero. Na odcinkach, na których masa nosiwa maleje na skutek zdawania go na czole przenośnika, istnieje równość prędkości $u(x,t) = v(x,t)$.

$$dB(x,t) = m(t) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} dx \quad (6.3)$$

Uwzględniając postać równania 6.3, równanie falowe 6.1 przyjmie formę:

$$\frac{\partial S}{\partial x} dx + m(t) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx + P(x,t) dx = W(x) \operatorname{sign} v dx \quad (6.4)$$

Przy założeniu, że taśmę opisuje model dwuparametrowy (Kelvina-Voigta), otrzymuje się następującą zależność siły $S(x,t)$ w przekroju x :

$$S(x,t) = EA(\varepsilon + \tau \frac{\partial \varepsilon}{\partial t}). \quad (6.5)$$

gdzie:

A - pole przekroju poprzecznego taśmy,

ε - odkształcenie względne (wzdłużne),

τ - stała czasowa.

Przyjmując, że w taśmie może wystąpić jedynie odkształcenie wzdłużne jako suma przemieszczenia sprężystego i pochodzącego od prędkości taśmy, to po odpowiednich przekształceniach równanie falowe opisujące drgania lepko-sprężyste taśmy przenośnika będzie miało postać:

$$C_f^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + C_\eta \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} + m(t) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} dx + P(x,t) dx = W(x) \operatorname{sign} v dx, \quad (6.6)$$

gdzie:

C_f - prędkość rozchodzenia się fali sprężystej w taśmie,

C_η - współczynnik lepkości taśmy,

$$C_f = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{oraz} \quad C_\eta = \eta \frac{E}{\rho} \quad (6.7)$$

W załadowanym przenośniku taśmowym prędkość rozchodzenia się fali sprężystej jest inna w cięgnię górnym przenośnika, a inna w cięgnię dolnym. Drgania taśmy górnej i dolnej powinny być opisane oddzielnymi równaniami (rys. 6.1d):

$$C_{f1}^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} + C_{\eta1} \frac{\partial^3 u_1}{\partial x^2 \partial t} + m_1(t) \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} dx + P(x,t) dx = W_1(x) \operatorname{sign} v dx, \quad (6.8)$$

$$C_{f2}^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} + C_{\eta2} \frac{\partial^3 u_2}{\partial x^2 \partial t} + m_2(t) \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} dx = W_2(x) \operatorname{sign} v dx,$$

gdzie:

C_{f1} ; C_{f2} - prędkość rozchodzenia się fali w cięgnię górnym i dolnym.

$$C_{f1} = \sqrt{\frac{E}{\rho_1}}; \quad C_{f2} = \sqrt{\frac{E}{\rho_2}} \quad (6.9)$$

Zapis równań równowagi taśmy przenośnika równaniami różniczkowymi cząstkowymi utrudnia znacznie wprowadzenie niektórych parametrów konstrukcyjnych, np.: napinania taśmy, co obniża wartość tej formy zapisu. Ze względu na występujące nieliniowości w równaniach 6.8 uzyskanie rozwiązania ogólnego jest trudne. Można wprowadzić do równania 6.8 pewne uproszczenia np.: stałość oporów ruchu $W(x)$, stałość siły napędowej $P(x,t)$, jednak wtedy rozwiązanie jego ograniczy się do wyników uzyskanych w L. 17. W wię-

kazności praktycznych przypadków opisu maszyn układami równań różniczkowych cząstkowych, rozwiązanie ich sprowadza się do zagadnienia dyskretyzacji zmiennej przestrzennej i rozwiązywania równań względem jednej zmiennej (czasu).

6.2. Model dyskretny przenośnika taśmowego

6.2.1. Przenośnik z taśmą dwuparametrową

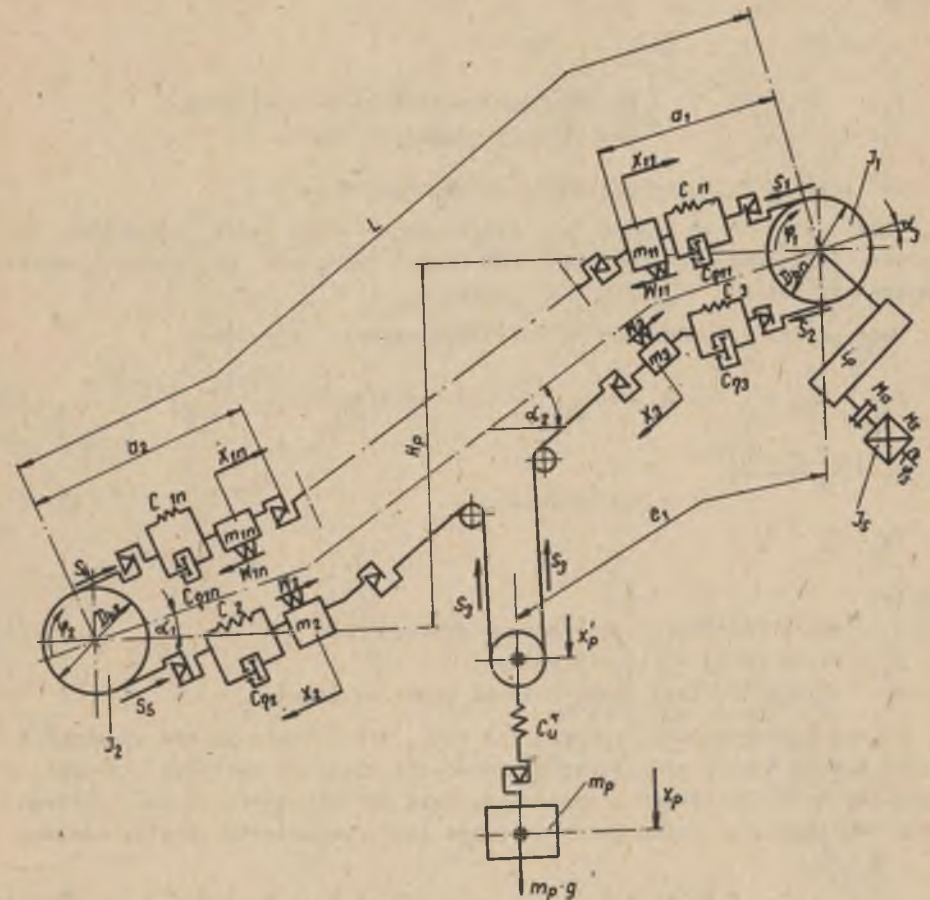
W niniejszym rozdziale przedstawiono modele dyskretne tych odmian konstrukcyjnych przenośników taśmowych, które w zakresie długości trasy $L < 1000$ m stosowane są powszechnie w górnictwie dołowym i energetyce (rys. 4.2). Modele dyskretne przenośników taśmowych opracowano w oparciu o następujące założenia upraszczające:

- a) masa taśmy, nosiwa i krążników jest równomiernie rozłożona na całej długości ciągnia i skupiona w masach modelowych,
- b) pomija się wpływ drgań poprzecznych taśmy na drgania wzdłużne,
- c) własności mechaniczne modelowanego układu podlegają zasadzie superpozycji Boltzmana,
- d) siły napięcie wstępne w taśmie w ciągnie górnym i dolnym są równe (w przenośnikach poziomych $\alpha = 0$),
- e) pominięto wpływ zwisu taśmy między krążnikami na przebieg rozruchu,
- f) opory ruchu są zależne od prędkości taśmy oraz ich miejsca występowania na trasie przenośnika i są równomiernie podzielone na masy modelowe. Równania opisujące rozruch przenośnika, przy założeniu, że ciągnie górne zostało podzielone na "n" odcinków o masach $m_1 + m_{1n}$, wyglądają następująco (rys. 6.2):

$$I_s \ddot{\psi}_s + M_a = M_s (\dot{\psi}_s)$$

$$I_1 \ddot{\psi}_1 + 1C_{11} r_1 (r_1 \dot{\psi}_1 - \dot{x}_{11}) + 1C_{211} r_1 (r_1 \dot{\psi}_1 - \dot{x}_{11}) - 1C_3 r_1 (x_3 - r_1 \dot{\psi}_1) - 1C_{\eta 3} r_1 (\dot{x}_3 - r_1 \dot{\psi}_1) = M_a \dot{i}_p$$

$$m_{11} \ddot{x}_{11} - 1C_{11} (r_1 \dot{\psi}_1 - \dot{x}_{11}) - 1C_{\eta 11} (r_1 \dot{\psi}_1 - \dot{x}_{11}) + 1C_{12} (x_{11} - x_{12}) + 1C_{\eta 12} (\dot{x}_{11} - \dot{x}_{12}) = W_{11} (\dot{x}_{11}) + m'_{11} g \sin \alpha_3 \quad (6.10)$$



Rys. 6.2. Model fizyczny przenośnika taśmowego z napędem jednobębnowym czołowym, z napinaniem ciężarowym środkowym

$$I_2 \ddot{\psi}_2 - 1C_{1n} r_2 (x_{1n} - r_2 \dot{\psi}_2) - 1C_{\eta 1n} r_2 (\dot{x}_{1n} - r_2 \dot{\psi}_2) + 1C_2 r_2 (r_2 \dot{\psi}_2 - \dot{x}_2) + 1C_{\eta 2} r_2 (r_2 \dot{\psi}_2 - \dot{x}_2) = 0,$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - 1C_2 (r_2 \dot{\psi}_2 - \dot{x}_2) - 1C_{\eta 2} (r_2 \dot{\psi}_2 - \dot{x}_2) - \frac{1}{2} C_u^* \mathbf{1} (x_p - \frac{x_2 - x_3}{2}) = W_2 (\dot{x}_2) - m_2 g \sin \alpha_1,$$

$$m_p \ddot{x}_p + 1C_u^* (x_p - \frac{x_2 - x_3}{2}) = m_p g,$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - \frac{1}{2} C_u^* \mathbf{1} (x_p - \frac{x_2 - x_3}{2}) + 1C_3 (x_3 - r_1 \dot{\psi}_1) + 1C_{\eta 3} (\dot{x}_3 - r_1 \dot{\psi}_1) = W_3 (\dot{x}_3) - m_3 g \sin \alpha_3,$$

gdzie:

$$r_1 = \frac{D_{bn}}{2}; \quad r_2 = \frac{D_{bz}}{2};$$

I_s - moment bezwładności na wale silnika,

$C_i; C\varphi_1$ - sztywność i tłumienie taśmy,

$Cu^* = \frac{1}{4}(C_{a2} + C_{a3})$ - sztywność układu napinania.

Długości odcinków cięgna L_n , które reprezentują daną sztywność lub lepkość taśmy mogą być jednakowe lub różne, co wpływa na proporcjonalną zmianę parametrów: $C_{ai}; C\varphi_1; W_1$ oraz m_1 .

Opory ruchu przypadające na poszczególne masy częściowe:

$$W_{11} = W_{12} = \dots = W_{1n} = W_g \cdot \frac{L}{L_n} \text{ - w cięgnie górnym,}$$

$$W_2 = W_d \cdot \frac{L - e_1}{L} \text{ - w cięgnie dolnym}$$

$$W_3 = W_d - W_2$$

(6.11)

gdzie:

W_g - opory ruchu w cięgnie górnym przenośnika;

W_d - opory ruchu w cięgnie dolnym,

e_1 - odległość stacji napinania od bębna napędowego.

Wartości oporów ruchu oblicza się wg L. 110 (metodą oporów jednostkowych) lub za pomocą specjalnej procedury na maszynie cyfrowej, łącznie z dynamiką rozruchu całego przenośnika. Masa zredukowana cięgna górnego, przy założeniu, że taśma górna zasypana jest równomierną warstwą nosiwa:

$$m_{1c} = BL(m_t + m_1) + m_g \cdot Z_g \cdot n_g + m_e \cdot Z_e \cdot n_e. \quad (6.12)$$

gdzie:

m_t - masa jednostkowa taśmy;

m_1 - masa jednostkowa nosiwa;

m_g, m_e - masa części obrotowych krążnika górnego nośnego i nadawczego;

Z_g, Z_e - liczba krążników w zastawie górnym nośnym i nadawczym;

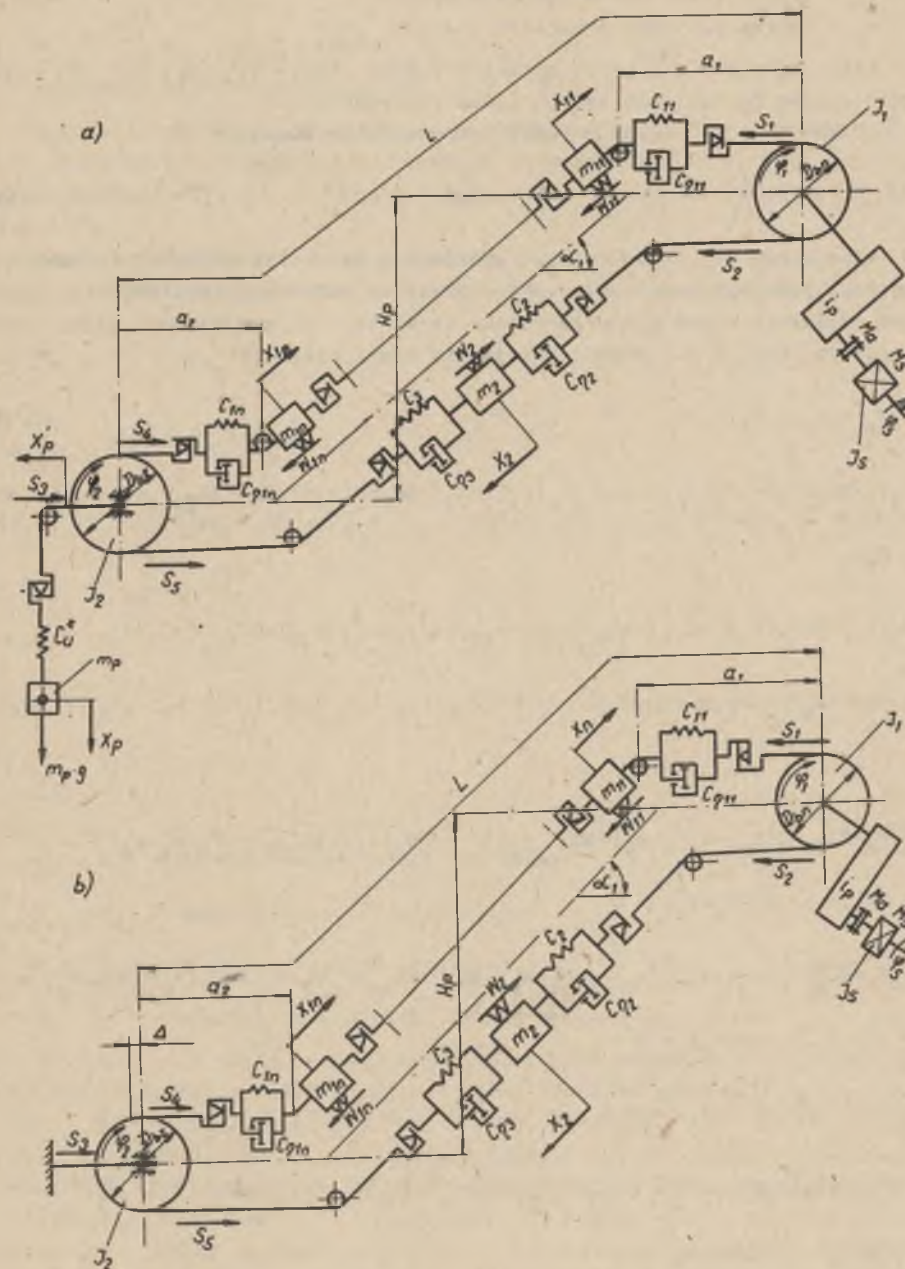
n_g, n_e - liczba zestawów krążnikowych górnych nośnych i nadawczych.

Masa zredukowana cięgna dolnego wynosi:

$$m_{cd} = L \cdot m_t \cdot B + m_d \cdot Z_d \cdot n_d, \quad (6.13)$$

gdzie:

m_d - masa części obrotowych krążnika dolnego,



Rys. 6.3. Modele fizyczne przenośników taśmowych z napędem jednobębnowym i napinaniem końcowym

a - napinanie ciężarowe; b - napinanie śrubowe

Z_d - liczba krążników w zestawie dolnym,
 n_d - liczba zestawów krążników dolnych.

Masy częściowe w ciągnie górnym i dolnym ($m_{11}; m_{1n}; m_2; m_3$) są proporcjonalne do odcinków taśmy, które reprezentują.

Całkowita masa nosiwa i taśmy podnoszona na wysokość H_p :

$$m'_{1c} = 8L(m_t + m_1) \quad (6.14)$$

Na rysunku 6.3 przedstawiono modele fizyczne przenośników taśmowych z napędem jednobębnowym czołowym z napinaniem końcowym ciężarowym i śrubowym. Równania ruchu dla przenośnika taśmowego z napinaniem ciężarowym, końcowym (rys. 6.3a) przedstawiają się następująco:

$$I_s \ddot{\varphi}_s + M_a = M_s (\dot{\varphi}_s) \quad (6.15)$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + 1C_{11} r_1 (r_1 \varphi_1 - x_{11}) + 1C_{\eta_{11}} r_1 (r_1 \dot{\varphi}_1 - \dot{x}_{11}) - 1C_2 r_1 (x_2 - r_1 \varphi_1) - 1C_{\eta_2} r_1 (\dot{x}_2 - r_2 \dot{\varphi}_2) = M_a i_p$$

$$m_{11} \ddot{x}_{11} - 1C_{11} (r_1 \varphi_1 - x_{11}) - 1C_{\eta_{11}} (r_1 \dot{\varphi}_1 - \dot{x}_{11}) + 1C_{12} (x_{11} - x_{12}) + 1C_{\eta_{12}} (\dot{x}_{11} - \dot{x}_{12}) = W_{11} (\dot{x}_{11}) + m'_{11} g \sin \alpha_1$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - 1C_{1n} r_2 (x_{1n} - r_2 \varphi_2 + x'_p) - 1C_{\eta_{1n}} r_2 (\dot{x}_{1n} - r_2 \dot{\varphi}_2 + \dot{x}'_p) + 1C_3 r_2 (r_2 \varphi_2 - x_2 - x'_p) + 1C_{\eta_3} r_2 (r_2 \dot{\varphi}_2 - \dot{x}_2 - \dot{x}'_p) = 0$$

$$m_p \ddot{x}_p + 1C_u^* (x'_p - x_p) - 1C_{1n} (x_{1n} - r_2 \varphi_2 + x'_p) - 1C_{\eta_{1n}} (\dot{x}_{1n} - r_2 \dot{\varphi}_2 + \dot{x}'_p) + 1C_3 (r_2 \varphi_2 - x_2 - x'_p) + 1C_{\eta_3} (r_2 \dot{\varphi}_2 - \dot{x}_2 - \dot{x}'_p) = 0$$

$$m_p \ddot{x}_p - 1C_u^* (x'_p - x_p) = m_p g$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - 1C_3 (r_2 \varphi_2 - x_2 - x'_p) - 1C_{\eta_3} (r_2 \dot{\varphi}_2 - \dot{x}_2 - \dot{x}'_p) + 1C_2 (x_2 - r_1 \varphi_1) + 1C_{\eta_2} (\dot{x}_2 - r_1 \dot{\varphi}_1) = W_2 (\dot{x}_2) - m_2 g \sin \alpha_1$$

gdzie:

$$W_{11} = W_{12} = \dots W_{1n} = \frac{W L n}{L}; \quad W_2 = W_d; \quad m_2 = m_{cd};$$

szttywność układu napinania $C_u^* = 8,6 \cdot 10^4 \frac{N}{m}$.

Pozostałe parametry przenośnika są określone wzorami 6.11÷6.14. Równania ruchu niustalonego dla przenośnika taśmowego z napinaniem śrubowym, którego model fizyczny przedstawia rys. 6.3b, buduje się podobnie jak 6.10 lub 6.15.

Dla przenośników taśmowych z napędem dwubębnowym, którego model fizyczny przedstawione na rys. 6.4, równania ruchu mają postać:

$$I_{s1} \ddot{\varphi}_{s1} + M_{a1} = M_{s1} (\dot{\varphi}_{s1})$$

$$I_{s2} \ddot{\varphi}_{s2} + M_{a2} = M_{s2} (\dot{\varphi}_{s2}) \quad (6.16)$$

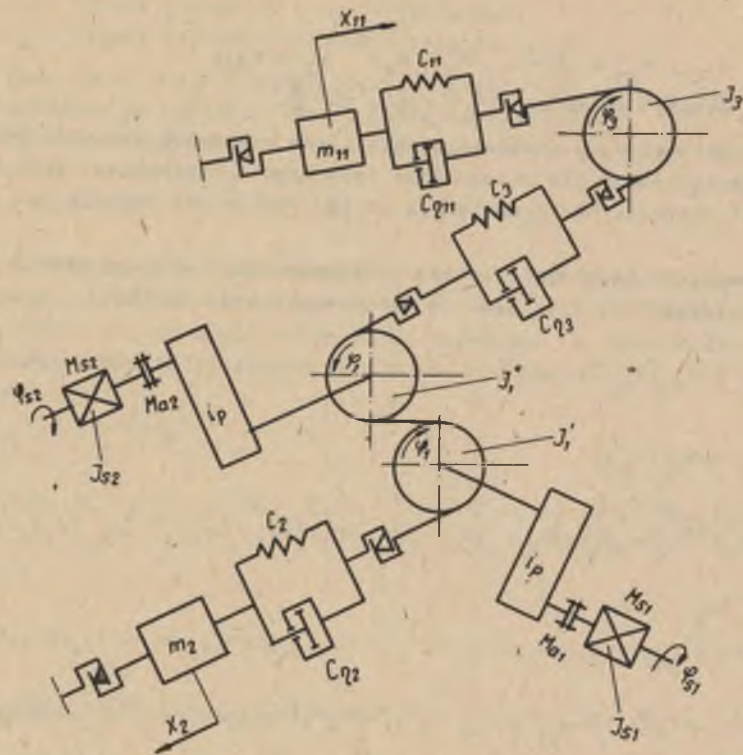
$$(I'_1 + I''_1) \ddot{\varphi}_1 + 1C_2 r_1 (x_2 - r_1 \varphi_1) + 1C_{\eta_2} r_1 (\dot{x}_2 - r_1 \dot{\varphi}_1) - 1C_3 r_1 (r_3 \varphi_3 - r_1 \varphi_1) - 1C_{\eta_3} (r_3 \dot{\varphi}_3 - r_1 \dot{\varphi}_1) = (M_{s1} + M_{a2}) i_p$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 - 1C_{11} r_3 (x_{11} - r_3 \varphi_3) - 1C_{\eta_{11}} r_3 (\dot{x}_{11} - r_3 \dot{\varphi}_3) + 1C_3 r_3 (r_3 \varphi_3 - r_1 \varphi_1) + 1C_{\eta_3} r_3 (r_3 \dot{\varphi}_3 - r_1 \dot{\varphi}_1) = 0,$$

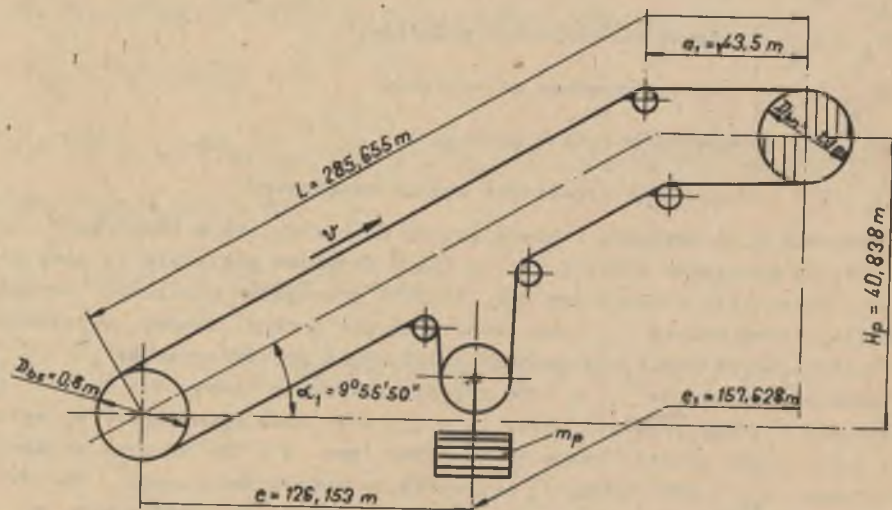
gdzie:

- $I_{s1}; I_{s2}$ - momenty bezwładności silników,
- $M_{a1}; M_{a2}$ - momenty napędowe od silników,
- $M_{s1}; M_{s2}$ - momenty obrotowe sprzęgieł,
- $I'_1; I''_1$ - momenty bezwładności bębnow napędowych.

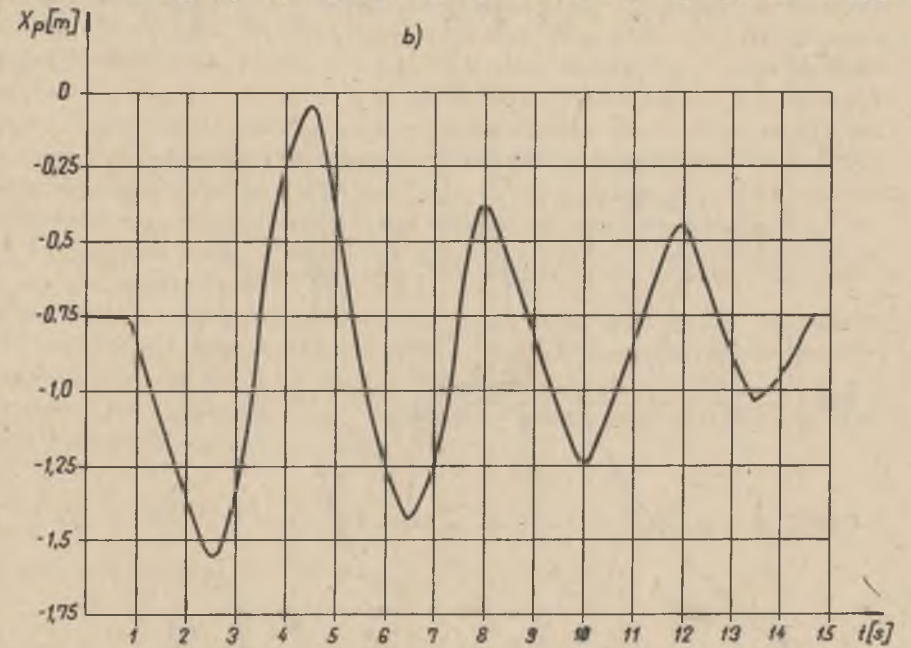
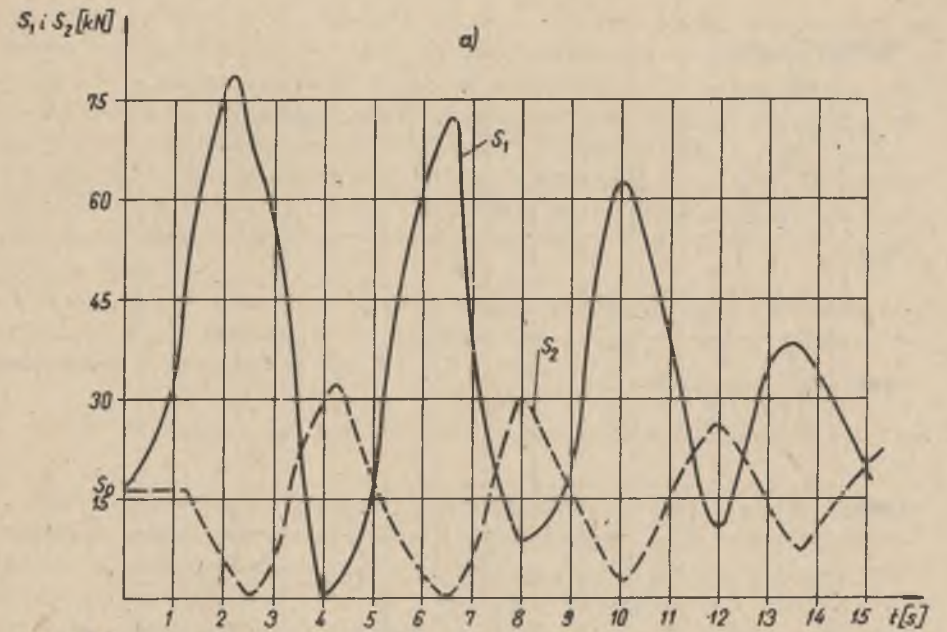
Równania 6.16 napisano zakładając, że obydwa napędy są identyczne, tzn. silniki są sprzężone elektrycznie a bębny napędowe posiadają tę samą średnicę. Przenośnik taśmowy (nr rys. 201803) pracujący w układzie nawęglania Elektrowni Rybnik II, rozwiązano stosując podany system modelowania (rys. 6.5). Przenośnik ten posiada następującą charakterystykę: wydajność teoretyczna $Q_t = 1000$ t/godz; szerokość taśmy $B = 1,2$ m; typ taśmy Z4P - 140Q; prędkość taśmy $v = 2,6$ m/s; masa obciążnika $m_p = 3136$ kg; typ silnika elektrycznego SZDc - 196s (moc $N = 250$ kW przy prędkości obrotowej $n_{zn} = 992$ obr/min); typ sprzęgła hydrokinetycznego; 750 TVA - GPK (moment maksymalny $M_{max} = 2150$ Nm przy poślizgu krytycznym $S_{kr} = 0,05$); przełożenie przekładni zębatej $i_p = 20$; moment bezwładności na



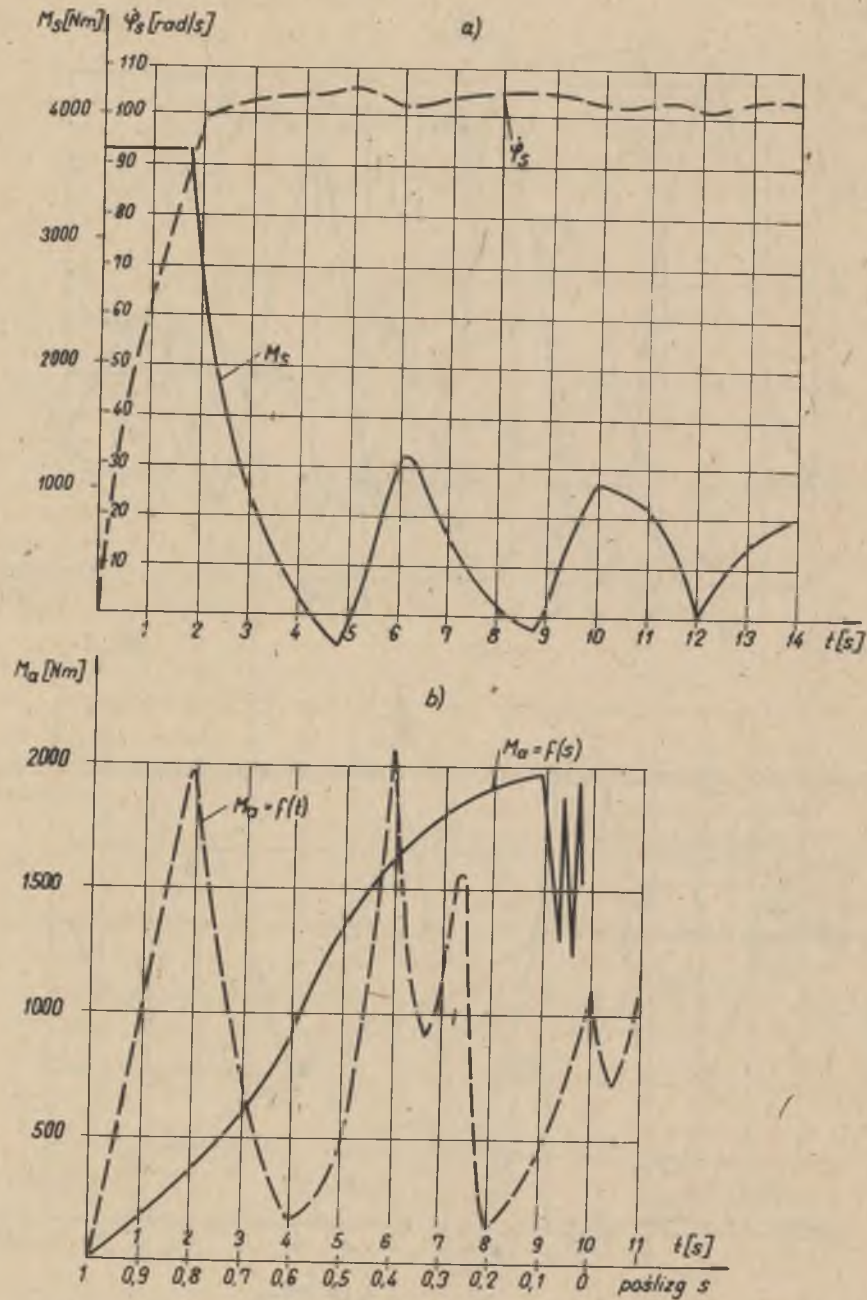
Rys. 6.4. Model fizyczny przenośnika taśmowego z napędem dwubębnowym



Rys. 6.5. Schemat przenośnika taśmowego, na którym prowadzone badania w warunkach eksploatacyjnych (nr rys. 201803)



Rys. 6.6. Rozruch przenośnika taśmowego $L = 285$ m (nieobciążonego)
 a - zmiany siły czynnej i biernej na bębnie napędowym; b - zmiany skoku masy napinającej



Rys. 6.7. Rozruch przenośnika taśmowego $L = 285$ m (nieobciążonego)
 a - silnik elektryczny; b - moment zdawczy sprzęgła hydrokinetycznego

wale silnika (wirnik + sprzęgło) $I_s = 57,5 \text{ kgm}^2$; moment bezwładności na bębnie napędowym $I_1 = 717 \text{ kgm}^2$; moment bezwładności bębna zwrotnego $I_2 = 120 \text{ kgm}^2$; liczba odcinków, na które podzielono taśmę górną $n = 4$; liczba odcinków, na które podzielono taśmę dolną $n = 2$; masy zredukowane odpowiadające poszczególnym odcinkom taśmy; całkowite ($m_1 = 1883 \text{ kg}$; $m_{21} = m_{22} = m_{23} = 3493 \text{ kg}$; $m_3 = 4510 \text{ kg}$; $m_4 = 5530 \text{ kg}$) oraz bez krążników ($m'_1 = 1348 \text{ kg}$; $m'_{21} = m'_{22} = m'_{23} = 2500 \text{ kg}$); epory ruchu przypadające na poszczególne odcinki taśmy: $w_1 = 2325 \text{ N}$; $w_{21} = w_{22} = w_{23} = 4320 \text{ N}$; $w_3 = 1862 \text{ N}$; $w_4 = 2286 \text{ N}$.

Układ równań ruchu rozwiązano na maszynie cyfrowej Odra 1204 wykorzystując język MOL 1204 [L. 47]. Niektóre z uzyskanych wyników obliczeń numerycznych przedstawiają rysunki 6.6 i 6.7.

6.2.2. Przenośnik z taśmą trójparametrową

Dla przeprowadzenia dokładnej analizy stanów nieustalonych przenośnika taśmowego o charakterze poznawczym, lepiej nadaje się model dyskretny przenośnika z taśmą trój- lub czteroparametrową. Model trójparametrowy taśmy ujmuje zarówno zjawisko relaksacji naprężeń, jak i pełzenia (patrz rozdział 5). Model dyskretny przenośnika taśmowego z taśmą trójparametrową umożliwia analityczne wyznaczenie optymalnego położenia stacji napinającej, dobór właściwego sprzęgła w napędzie oraz określenie odpowiedniego podziału ciężaru górnego, celem uzyskania żądanej dokładności wykonywanych obliczeń. Górną część taśmy przenośnika modelowana jest jako szereg mas ($m_{11} \div m_{1n}$) połączonych standardowymi modelami reologicznymi (rys. 6.8). Taśmę powrotną przenośnika przyjęto jako jedną lub dwie masy w zależności od położenia masy wywołującej naciąg wstępny od bębna napędowego (s_1). Równania różniczkowe ruchu przenośnika taśmowego ułożono rozpatrując równowagę sił dla każdej masy.

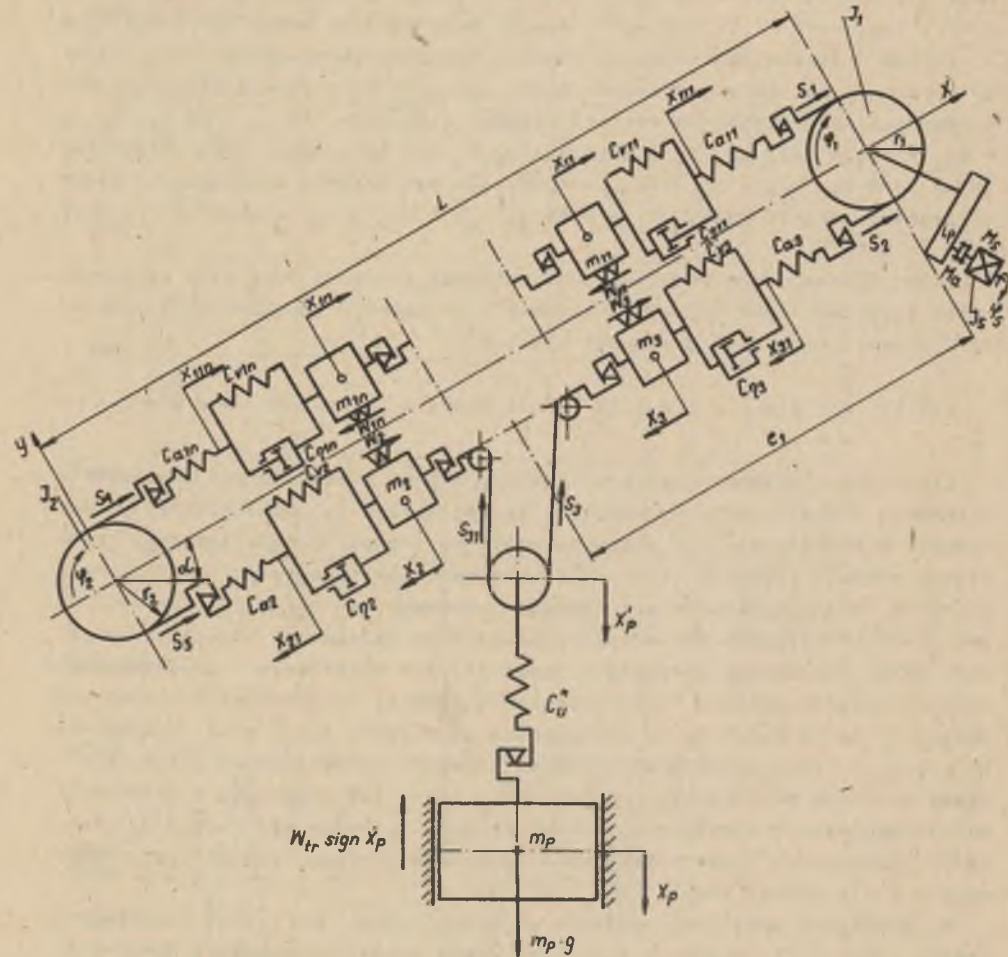
W równaniach uwzględniono fakt, że taśma może być tylko rozciągana (patrz punkt 4.4). Równania ruchu całkowano numerycznie metodą Runge-Kutta-Mersona. Program obliczeń napisany został w języku MOL na maszynie cyfrową Odra 1204. Równania ruchu dla modelu fizycznego przenośnika wg rys. 6.8 przedstawiają się następująco:

$$I_s \ddot{\psi}_s + M_a = M_s (\dot{\psi}_s)$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + 1C_{a_{11}} r_1 (r_1 \varphi_1 - x_{111}) - 1C_{a_3} r_1 (x_{31} - r_1 \varphi_1) = M_a \dot{\varphi}_1$$

$$C_{\varphi_{11}} (\dot{x}_{111} - \dot{x}_{11}) - 1C_{a_{11}} (r_1 \varphi_1 - x_{111}) + C_{v_{11}} (x_{111} - x_{11}) = 0$$

$$m_{11} \ddot{x}_{11} - C_{\varphi_{11}} (\dot{x}_{111} - \dot{x}_{11}) - C_{v_{11}} (x_{111} - x_{11}) + 1C_{a_{12}} (x_{11} - x_{112}) = w_{11} (\dot{x}_{11}) + m'_{11} g \sin \alpha$$



Rys. 6.8. Model fizyczny przenośnika taśmowego z napędem jednobębnowym czołowym, napinaniem ciężarowym środkowym, z taśmą o modelu reologicznym trójparametrowym

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 - 1C_{a_{1n}} r_2 (x_{11n} - r_2 \varphi_2) + 1C_{a_2} r_2 (r_2 \varphi_2 - x_{21}) = 0$$

$$C_{\varphi_2} (\dot{x}_{21} - \dot{x}_2) - 1C_{a_2} (r_2 \varphi_2 - x_{21}) + C_{V_2} (x_{21} - x_2) = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - C_{\varphi_2} (\dot{x}_{21} - \dot{x}_2) - C_{V_2} (x_{21} - x_2) - \frac{1}{2} C_u^* \mathbf{1} (x_p - \frac{x_2 - x_3}{2}) = W_2 (\dot{x}_2) - m_2 g \sin \alpha$$

$$m_p \ddot{x}_p + 1C_u^* (x_p - \frac{x_2 - x_3}{2}) = m_p g - W_{tr} \operatorname{sign} \dot{x}_p$$

$$m_3 \ddot{x}_3 - \frac{1}{2} C_u^* \mathbf{1} (x_p - \frac{x_2 - x_3}{2}) + C_{\varphi_3} (\dot{x}_{31} - \dot{x}_3) + C_{V_3} (x_{31} - x_3) = W_3 (\dot{x}_3) - m_3 g \sin \alpha$$

$$-C_{\varphi_3} (\dot{x}_{31} - \dot{x}_3) - C_{V_3} (x_{31} - x_3) + 1C_{a_3} (x_{31} - r_1 \varphi_1) = 0$$

gdzie:

- n - liczba mas, na które podzielono ciężko górną,
- Cu* - sztywność napinania.

Siły w taśmie przenośnika w miejscach charakterystycznych oblicza się z następujących relacji:

$$S_1 = C_{a_{11}} (r_1 \varphi_1 - x_{111})$$

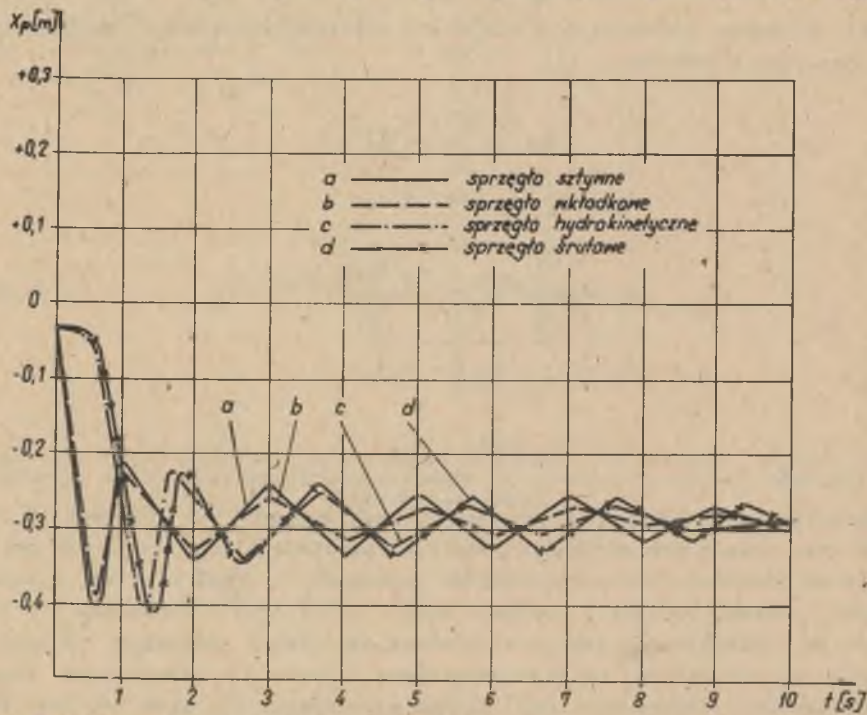
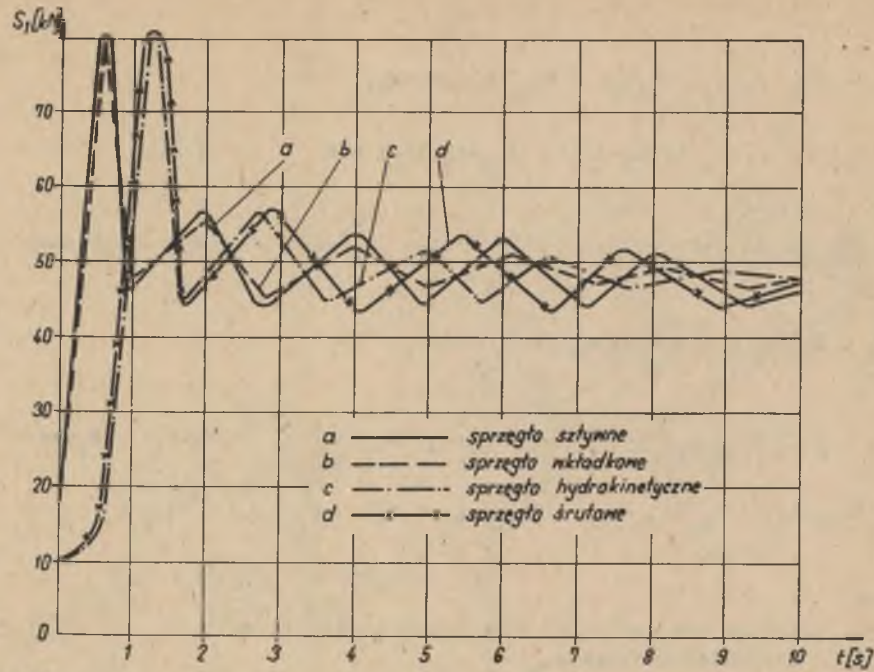
$$S_2 = C_{a_3} (x_{31} - r_1 \varphi_1)$$

$$S_3 = \frac{1}{2} C_u^* (x_p - \frac{x_2 - x_3}{2}) \quad (6.18)$$

$$S_4 = C_{a_{1n}} (x_{11n} - r_2 \varphi_2)$$

$$S_5 = C_{a_2} (r_2 \varphi_2 - x_{21})$$

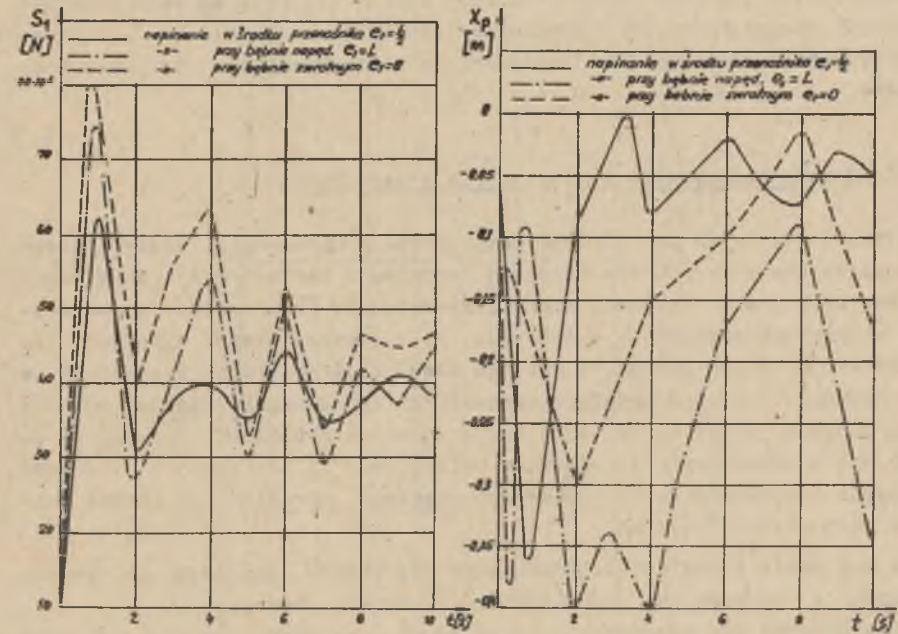
Oznaczenia poszczególnych parametrów występujących we wzorach 6.17 i 6.18 oraz sposób ich uzyskania podano w rozdziale 6.2.1. Wykonano obliczenia na modelach dwóch przenośników taśmowych: L = 285 m (nr rysunku 201803), którego parametry podano w rozdz. 6.2.1 oraz przenośnika L = 100 m (nr rys. 185465) pracującego w układzie nawęglania Zakładów Koksowniczych w Zdzeszowicach, którego podstawowe parametry są następujące: przenośnik poziomy z taśmą Z5P-1250; silnik elektryczny typ SZJe 94b (moc 100 kW przy prędkości obrotowej $n_{zn} = 1475$ obr/min); moment bezwładności na bębnie napędowym (wspólnie z silnikiem i sprzęgłem) $I_1 = 2250 \text{ kgm}^2$; mo-



Rys. 6.9. Rozruch przenośnika taśmowego $L = 100$ m z napędem o różnych typach sprzęgieł

ment bezwładności bębna zwrotnego $I_2 = 67 \text{ kgm}^2$; liczba odcinków, na które podzielono taśmę górną i dolną $n = 1$; masy zredukowane taśmy i nosiwa: $m_1 = 3660 \text{ kg}$; $m_2 = 685 \text{ kg}$; masa napinająca $m_p = 2500 \text{ kg}$; opory ruchu przypadające na poszczególne odcinki taśmy: $W_1 = 33700 \text{ N}$; $W_2 = 4400 \text{ N}$. Na przenośniku taśmowym $L = 100$ m przeprowadzono analizę doboru sprzęgieł do napędu. W tym celu przenośnik taśmowy opisany modelem matematycznym wg wzorów 6.17 (przyjęto $e_1 = \frac{L}{2}$), rozwiązano przyjmując w napędzie różne sprzęgieła: sztywne, wkładkowe, hydrokinetyczne i śrutowe. Do napędu dobrano sprzęgieła o danych:

- a) wkładkowe: $M_{nom} = 900 \text{ Nm}$; $D_o = 170 \text{ mm}$; $z = 8$; $d_o = 24 \text{ mm}$; $d = 44 \text{ mm}$; $l_o = 26 \text{ mm}$ (wg PN-76/M-85260)
- b) hydrokinetyczne (SH-132/110): $Q = 16,5 \text{ l}$; $M_{smax} = 1750 \text{ Nm}$; $M_{min} = 1400 \text{ Nm}$; $s_{kr} = 8\%$; $M_{zn} = 762 \text{ Nm}$; $S_{nem} = 3\%$.
- c) śrutowe (001 Asc): $m_{sr} = 10 \text{ kg}$; $m_o = 3,8 \text{ kg}$; $D_s = 0,265 \text{ m}$; $M_{max} = 2350 \text{ Nm}$ przy $m_{max} = 17,5 \text{ kg}$.



Rys. 6.10. Zmiany sił czynnych S_1 oraz skoku masy napinającej m_p w zależności od położenia stacji napinającej dla przenośnika $L = 100$ m

Wyniki obliczeń niektórych parametrów przenośnika przedstawiono na rysunku 6.9. Charakterystyczną cechą tych obliczeń jest to, że niezależnie od typu sprzęgieł w napędzie występuje początkowe jednakowe uderzenie siły

S_1 , które później gaśnie w zależności od cech tłumiących sprzęgła. W napędach ze sprzęgłami poślizgowymi maksimum wartości siły S_1 jest przesunięte w czasie w stosunku do napędów ze sprzęgłami nierozłącznymi. Można to uzasadnić własnym czasem rozruchu sprzęgła, od końca którego dopiero rozpoczyna się rozpędzać przenośnik. Aby dobrać optymalne położenie stacji napinającej na trasie przenośnika, należy wyznaczyć maksymalne siły występujące w taśmie oraz skok obciążnika i wybrać położenie, w którym parametry te będą minimalne.

W przenośniku taśmowym ($L = 100$ m) wielkość siły czynnej S_1 oraz skok masy napinającej x_p wyznaczono dla trzech następujących położzeń stacji napinającej, zastępując ciągnio górne z nosiwem jedną masą $m_1 (n = 1)$:

a) $e_1 = \frac{L}{2}$, $m_2 = 342,5$ kg, $m_3 = 342,5$ kg, $W_2 = W_3 = 2200$ N,

b) $e_1 = L$, $m_2 = 685$ kg, $m_3 = 0$, $W_2 = 4400$ N, $W_3 = 0$,

c) $e_1 = 0$, $m_2 = 0$, $m_3 = 685$ kg, $W_2 = 0$, $W_3 = 4400$ N.

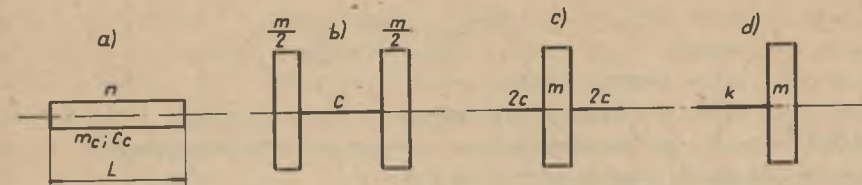
Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 6.10. Z rysunku tego wynika, że nieopłacalna jest (ze względu na duże siły w taśmie oraz skok masy napinającej) budowa krótkich przenośników taśmowych z napinaniem usytuowanym przy bębnie zwrotnym lub napędowym. Najkorzystniejsze jest położenie środkowe.

6.3. Zasady budowy modeli dyskretnych przenośników

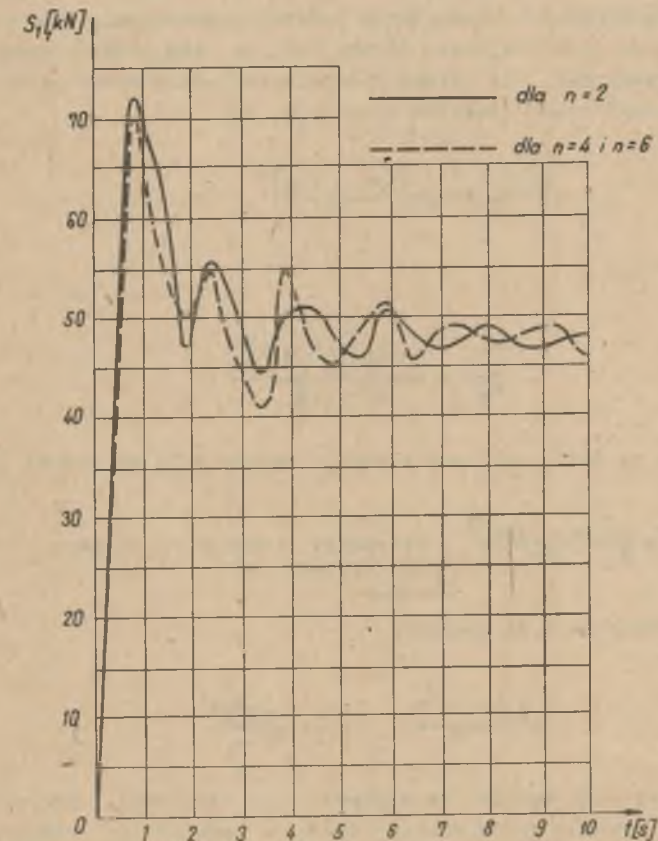
Należy przyjąć, że zastąpienie przenośnika taśmowego, posiadającego niewątpliwie charakter układu ciągłego, modelem o parametrach skupionych nie jest zbyt grubym uproszczeniem. Oczywiście, że dla modelu o parametrach skupionych znajdziemy tylko tyle, np.: postaci drgań własnych, ile mamy modelowi stopni swobody i dlatego model o parametrach skupionych w ogóle nie może zastąpić modelu o parametrach rozłożonych ciągle poza tę liczbę postaci. Układ ciągły może być w sposób przybliżony zastąpiony układem mas o parametrach skupionych. Należy jedynie zastanowić się nad wiernością przybliżeń do danego układu ciągłego. Określić to można stawiając następujące pytania:

- jak dokładnie można opisać zachowanie się układu ciągłego za pomocą układu n ważkich mas osadzonych na nieważkim pręcie,
- jakie powinny być wymiary mas częściowych oraz gdzie powinny być usytuowane, aby otrzymać najlepsze przybliżenie.

Odpowiedź na drugie pytanie uzależniona jest od uściślenia pojęcia "najlepsze przybliżenie". Pręt ciągły jak na rys. 6.11 a można zastąpić trzema typami modeli zakładającymi połączenia mas skupionych nieważkimi elementami (ale mogącymi posiadać swoją sztywność i tłumienie). W pierwszym modelu (rys. 6.11b) wprowadzonym przez Reyleigha masa każdego z " n " wy-cinków, na które podzielono pręt, skupiona jest w dwóch identycznych ma-



Rys. 6.11. Sposoby modelowania drgań wzdłużnych pręta ciągłego
a - pręt ciągły; b - model Rayleigha; c - model Lagrange'a; d - pręt z masą umieszczoną na końcu pręta



Rys. 6.12. Wartości siły czynnej w taśmie w zależności od liczby mas w ciągnie górnym przy, $e_1 = \frac{L}{2}$ dla przenośnika $L = 100$ m

sach umieszczonych na końcach pręta. W drugim modelu, wprowadzonym przez Lagrange'a a badanym przez Duncana (zastosowanym w niniejszej pracy), masa skupiona jest w środku wycinka pręta (rys. 6.11c). W trzecim modelu (rys. 5.16d) masa umieszczona jest na końcu wycinka. Dla pręta o stałym przekroju a jednym końcu zamocowanym, drugim swobodnym uzyskuje się częstość drgań własnych układu wg rys. 6.11a:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho L^2}} \cdot \frac{(2r-1)\pi}{2} \quad r = 1, 2, \dots, n \quad (6.19)$$

Model Lagrange'a przeznaczony jest w zasadzie do badań drgań skrętnych układu wału nieważkiego, z osadzonymi nań masowymi tarczami. Odpowiada on modelowi Duncana [L. 23] przeznaczonemu do badań drgań poprzecznych, który jednak z powodzeniem może być stosowany do analizy drgań wzdłużnych. Z praktycznego punktu widzenia, przy zadanej dokładności procentowej obliczeń ϵ , ważna jest znajomość liczby mas, na jaką należy podzielić cięgno górne przenośnika. Dla układu dyskretnego podzielonego na "n" mas częściowych, częstość drgań własnych wynosi [L. 10]:

$$\omega_{n_0} = \sqrt{\frac{E}{\rho L^2}} 2n \sin \left[\frac{(2r-1)\pi}{4n} \right] \quad r = 1, 2, \dots, n \quad (6.20)$$

W takim razie:

$$\frac{\omega_0}{\omega_{n_0}} = \frac{2n \sin \left[\frac{(2r-1)\pi}{4n} \right]}{(2r-1)^{\frac{1}{2}}} \quad (6.21)$$

Ze względu na fakt, że prawa strona równania 6.21 ma postać $\frac{\sin x}{x}$

$$\epsilon = \frac{\omega_0 - \omega_{n_0}}{\omega_0} = \frac{1}{6} \left[\frac{(2r-1)\pi}{4n} \right]^2 + (\text{czynniki o wyższych potęgach odwrotności } n) \quad (6.22)$$

Granica wyrażenia 6.22 wynosi:

$$n^2 \left(\frac{\omega_0 - \omega_{n_0}}{\omega_0} \right) = \frac{(2r-1)^2 \pi^2}{96} \quad (6.23)$$

Z zależności 6.23 wynika, że względny błąd częstości pewnej postaci drgań zmienia się dla dostatecznie dużych "n" odwrotnie proporcjonalnie do liczby mas częściowych, na które podzielono pręt. Dla danej wartości "n" błąd ten szybko wzrasta ze wzrostem r (tj. następnych częstości drgań). Jeżeli zadany jest dopuszczalny błąd wykonywanych obliczeń ϵ , to liczba mas na ile należy podzielić cięgno przenośnika wynosi:

$$n > \frac{10}{4\sqrt{6}} \cdot \frac{(2r-1)\pi}{\sqrt{\epsilon}} = \frac{(2r-1)\pi}{\epsilon} \quad (6.24)$$

Tak więc, aby uzyskać błąd mniejszy od 1% należałoby przyjąć około 6 stooni swobody, zaś dla uzyskania błędu mniejszego niż 2% należałoby przyjąć nieco więcej niż 4r. A więc pierwszą harmoniczną drgań naszego układu możemy wyznaczyć z dokładnością 2% dzieląc cięgno górne przenośnika taśmowego na n = 4 masy częściowe. Analogicznym zmianom jak częstość drgań w układzie fizycznym podlegają wszelkie zmiany przemieszczeń punktów materialnych układu, natomiast błąd w określeniu działających sił będzie z kwadratem większy. Podział (n = 4) jest zalecany do praktycznych obliczeń inżynierskich stanów nieustalonych przenośników. Na rysunku 6.12 przedstawiono przebieg siły czynnej S_1 w taśmie w zależności od liczby mas, na które podzielono cięgno górne przenośnika L = 100 m. Wyniki obliczeń przenośnika praktycznie pokrywają się przy podziale cięgna górnego od czterech mas w górę.

7. WERYFIKACJA PRZYJĘTEGO MODELU MECHANICZNEGO TAŚMY ORAZ PRZENOŚNIKA

7.1. Badanie własności sprężystych i tłumiących taśm przenośnikowych

Badania cech sprężystych i tłumiących dokonano przez wywołanie w próbce drgań swobodnych a następnie obserwowanie procesu zanikania tych drgań. Metoda badań własności taśm przenośnikowych na podstawie analizy oscylogramów drgań swobodnych układu próbka taśmy - masa stanowiska pozwala rozpatrywać własności taśm przy prędkościach jej odkształcenia zbliżonych do wartości rzeczywistych. Badanie taśm metodą drgań swobodnych ogranicza jednak nieco możliwości dowolnego "tworzenia" drgań ze względu na potrzebę utrzymania pewnych relacji między naciągiem próbki S i masą zredukowaną (próbki i stanowiska) "m". Badania były prowadzone na czterech rodzajach taśm przenośnikowych (trzy taśmy produkcji polskiej oraz angielska, tabl. 7.1).

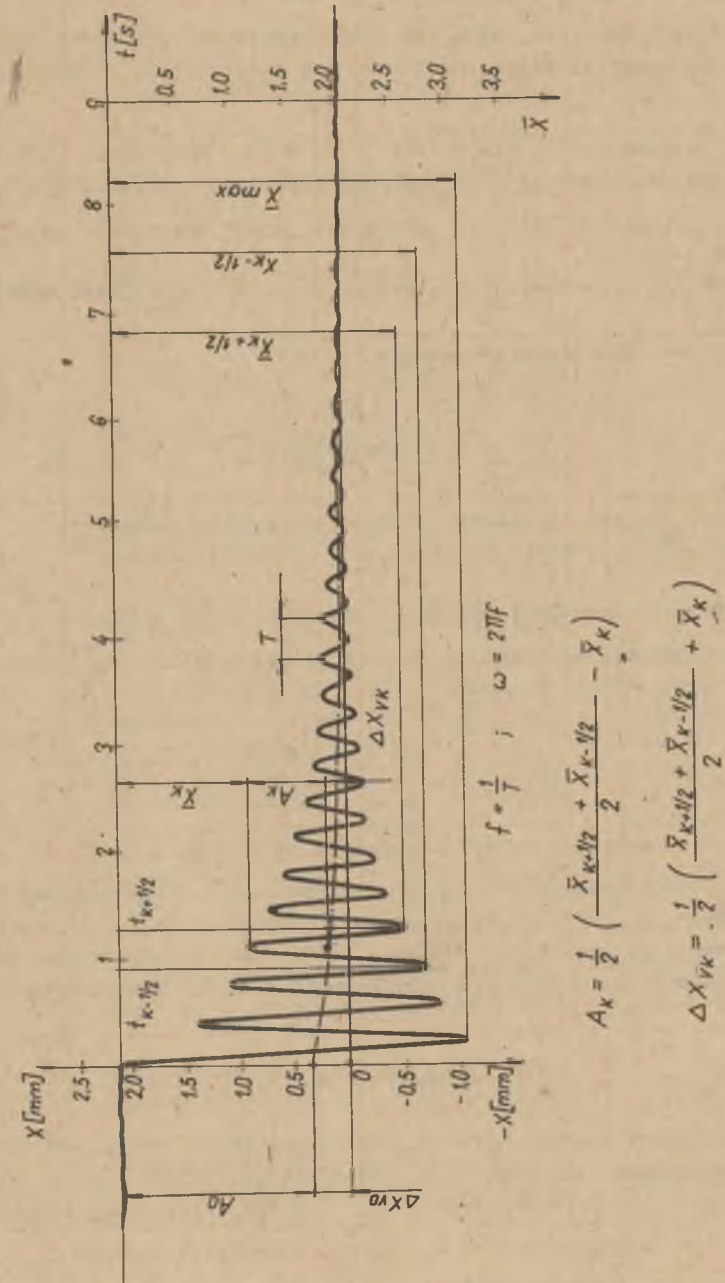
Tablica 7.1

Charakterystyka badanych próbek taśm przenośnikowych

Oznaczenie próbki	Wymiary próbki Bp x Lp (mm)	Oznaczenie taśmy mg PN-76/C-94143	Symbol tkaniny przekładak	Wyniki badań wg PN-75/C-05011						
				Wytrzymałość na rozciąganie (kN/m)	Wydłużenie względne %				Wydłużenie trwałe %	
					przy zerwaniu	przy obciążeniu		przy zerwaniu		
				10% wytrzymałości nominalnej	20% wytrzymałości nominalnej	10% wytrzymałości nominalnej	20% wytrzymałości nominalnej			
1	200 x 400	ZSP-400	PT-83(S)	500	31	5	7,5	0,5	1,5	
7B, 7C	100 x 400	ZSP-800	---	1020	27	3	10	0,75	1,75	
R	90 x 400	Z4P-1400	PY-24 (TK 420)	1740 + 1860	32 + 33	4	6 + 8	1	2	
A	100 x 400	---	BTR Anglia	827	---	---	---	---	---	

Charakterystyczne dla oscylogramów uzyskanych na badanych w opisany sposób próbkach R, 7 B i A jest to, że oscylacje odbywają się wokół wartości średniej wolno zmieniającej się odpowiadającej pełzaniu próbki odciążonej od S + ΔS do S. Przebieg X(t) dla układu próbka - masa, odciążonego skokowo o ΔS, wyrażają następujące wzory:

- a) gdy próbkę taśmy można przedstawić modelem dwuparametrowym (rys. 5.2c) tzn. sprężyną o sztywności C i tłumikiem o niewielkim współczynniku tłumienia $G\eta$ - zależność 5.8,



Rys. 7.1. Oscylogram drgań swobodnych masy m = 5114 kg pobudzonej siłą ΔS = 3,2 kN

b) gdy próbkę taśmy można przedstawić modelem trójparametrowym (rys. 5.3c), to po pewnych uproszczeniach - wzór 5.26.

Model trójparametrowy taśmy jakościowo wyjaśnia istnienie wolnozmiennnej wartości średniej przebiegu $X(t)$, reprezentowanej przez człon

$$e^{-\frac{t}{\tau_x}}$$

Z oscylogramów $X(t)$ dla próbek R, 7 B i A wykonanych przy różnych wielkościach naciągów S uzyskano następujące informacje (rys. 7.1):

- okres T i częstotliwość f przebiegu; okres wyznaczano wg czasu trwania 8 ± 10 oscylacji;
- amplitudy A_k i odpowiednie wartości średnie $\Delta \bar{x}_{vk}$ poszczególnych oscylacji;
- stała czasowa gaśnięcia oscylacji:

$$\tau_x = \frac{T}{\ln \frac{A_k}{A_{k+1}}} \quad (7.1)$$

wyznaczona dla 6-8 oscylacji, z pominięciem 2-3 pierwszych,

- przebieg $\Delta \bar{x}_k(t_k)$, który aproksymowano funkcją postaci $A_x(1 - e^{-\frac{t}{\tau_x}})$ będącą dopełnieniem funkcji wartości średniej $\Delta X(t) = \frac{\Delta S}{C_v} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_x}}$,

- sztywność próbki, wg zależności słusznej zarówno dla dwu-, jak i trójparametrowego modelu taśmy:

$$C = C_a = \omega^2 m = (2\pi f)^2 m, \quad (7.2)$$

gdzie:

m - zredukowana masa układu drgającego (rys. 5.2c i 5.3c).

Na rys. 7.2 przedstawiono zależność sztywności C od poziomu napięcia S w próbkach R, 7 B i A. Wyniki badań próbek R, 7 B i A zawierające ww. informacje zestawiono w tabelicy 7.2. Na wybór modelu trójparametrowego wskazywałby wykładniczy przebieg funkcji wartości średniej oscylacji:

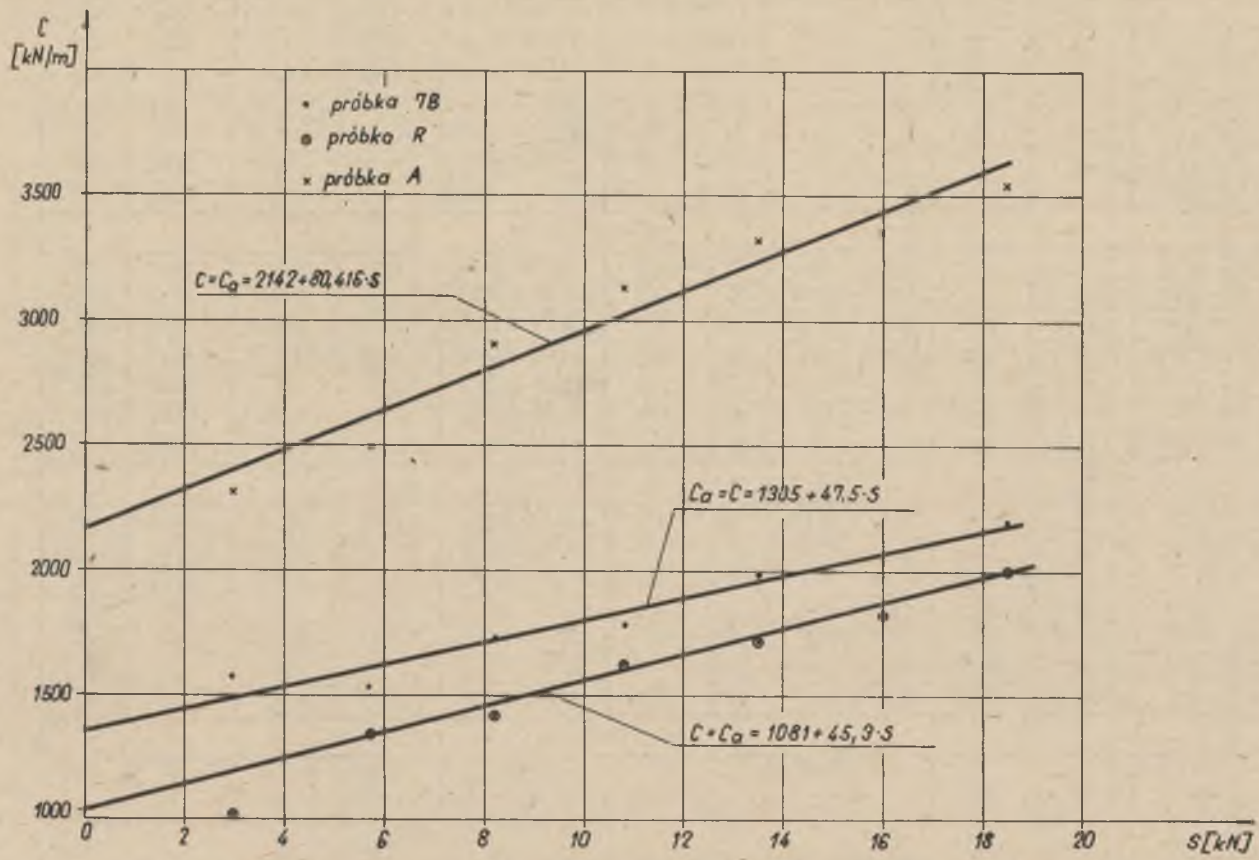
$$\Delta \bar{x}(t) = A_x(1 - e^{-\frac{t}{\tau_b}}) \quad (7.3)$$

Jednak relacja między A_x i τ_b nie spełnia wystarczająco dokładnie warunków właściwych dla tego modelu. Powinno mianowicie być: $A_x = \Delta S / C_v$ i $\tau_b = \tau = C_{\eta_v} / C_v$ oraz równocześnie $C_{\eta_v} = \frac{1}{\tau_a} C_a$. Tymczasem uwzględnienie wartości C_{η_v} wyznaczonych z τ_a i C_a prowadzi do wartości $C_{v1} = C_{\eta_v} / \tau_b$, takich że $\Delta S / C_{v1}$ byłoby kilka razy większe od A_x i na odwrót, wyznaczenie $C_{v2} = \Delta S / A_x$ prowadzi do wartości $\tau_{b2} = C_{\eta_v} / C_{v2}$ kilka razy mniej-

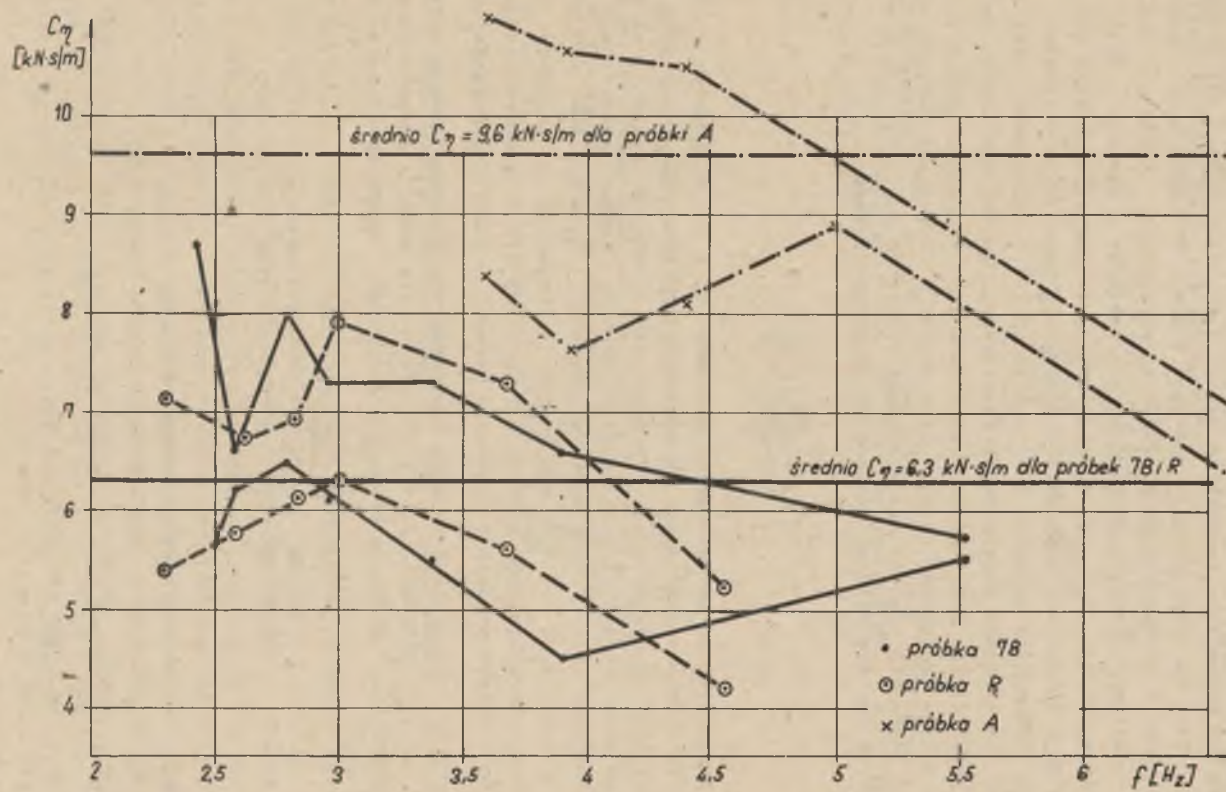
Tablice 7.2

Wyniki obliczeń sztywności i współczynnika tłumienia wg parametrów drgań swobodnych układu próbka-masa

S	m	f	C _a =C	$\ln \frac{A_k}{A_{k+1}}$	$\tau_x = \tau_a$	C _{η_v}	A _x	C _η
kN	kg	Hz	kN/m		s	kN·s/m	mm	kN·s/m
PRÓBKA 7B								
2,95	1229	5,535	1487	0,398 ± 0,429	0,43 ± 0,45	334 ± 320	0,84	5,5 ± 5,7
5,70	2524	3,922	1533	0,226 ± 0,331	0,77 ± 1,13	590 ± 866	0,56	4,5 ± 6,6
8,20	3819	3,384	1726	0,214 ± 0,281	1,05 ± 1,38	906 ± 1191	0,42	5,5 ± 7,3
10,80	5114	2,972	1783	0,201 ± 0,239	1,40 ± 1,67	1248 ± 1489	0,25	6,1 ± 7,3
13,50	6409	2,800	1984	0,167 ± 0,206	1,79 ± 2,14	1716 ± 2123	0,19	6,5 ± 8
16,00	7704	2,586	2034	0,155 ± 0,165	2,34 ± 2,48	2380 ± 2522	—	6,2 ± 6,6
18,50	8999	2,485	2194	0,125 ± 0,181	2,23 ± 3,20	2435 ± 3510	—	5,6 ± 8,1
PRÓBKA R								
2,95	1229	4,583	1019	0,414 ± 0,516	0,47 ± 0,50	193 ± 242	0,74	4,2 ± 5,2
5,70	2524	3,667	1340	0,255 ± 0,302	1,05 ± 1,36	655 ± 849	0,54	5,6 ± 7,9
8,20	3819	3,055	1408	0,201 ± 0,249	1,63 ± 2,02	1248 ± 1547	0,42	6,3 ± 7,9
10,80	5114	2,824	1610	0,212 ± 0,228	1,67 ± 1,553	1250 ± 1344	0,29	6,12 ± 6,58
13,50	6409	2,602	1713	0,171 ± 0,186	2,25 ± 1,96	1927 ± 1679	0,15	5,69 ± 6,54
16,00	7704	2,444	1817	0,150 ± 0,162	2,73 ± 2,52	2480 ± 2289	—	5,64 ± 6,11
18,50	8999	2,307	1889	0,131 ± 0,170	3,31 ± 2,55	3126 ± 2408	—	5,44 ± 7,06
PRÓBKA A								
2,95	1229	6,908	2315	0,3485 ± 0,3859	0,415 ± 0,375	—	—	5,9 ± 6,6
5,70	2524	5,000	2491	0,3528 ± 0,4517	0,587 ± 0,443	—	—	8,9 ± 11,4
8,20	3819	4,391	2907	0,2343 ± 0,3008	0,946 ± 0,737	—	—	8,1 ± 10,4
10,80	5114	3,943	3139	0,1881 ± 0,2662	1,348 ± 0,953	—	—	7,6 ± 10,7
13,50	6409	3,625	3325	0,1798 ± 0,2367	1,534 ± 1,166	—	—	8,4 ± 11,0
16,00	7704	3,323	3358	0,2429 ± 0,3286	1,239 ± 0,916	—	—	—
18,50	8999	3,157	3541	~ 0,5596	~ 0,566	—	—	—



Rys. 7.2. Sztywność $C = C_0$ jako funkcja poziomu obciążenia dla próbek: R, 7 B i A



Rys. 7.3. Współczynnik tłumienia C_d w funkcji częstotliwości f dla próbek: R, 7 B i A

szych od τ_b . Wartości C_{η} , τ_b i A_x zestawiono w tabelicy 7.2. Trudności z dopasowaniem wartości C_{η} , τ_b i A_x uniemożliwiają dokładne określenie parametrów modelu trójparametrowego badanych próbek taśm. Z tych względów nie wyznaczano parametrów modelu trójparametrowego dla taśmy angielskiej (A). Ta identyfikacja nie jest jednak niezbędna ze względów praktycznych. W obserwowanych przypadkach narastanie wartości średniej $\Delta\bar{x}(t)$ tylko bardzo nieznacznie podwyższa maksimum przebiegu $\bar{x}(t)$. Dla pierwszej oscylacji \bar{x}_{max} to podwyższenie jest pomijalne (patrz rys.7.1). Dlatego do praktycznego modelowania procesów dynamicznych w taśmach, wywołanych pobudzeniem skokowym lub jeszcze bardziej impulsowym, jest dopuszczalne zastosowanie modelu dwuparametrowego. Dla takiego modelu relacja między sztywnością, pobudzeniem i amplitudą (nietłumioną) jest taka sama jak dla modelu trójparametrowego $\Delta S/c = \Delta S/c_0$. Natomiast związek współczynnika tłumienia C_{η} ze stałą czasową tłumienia oscylacji τ_x w obydwu modelach wyraża się różnie; dla modelu dwuparametrowego:

$$C_{\eta} = \frac{2C}{\omega_0 \tau_x} = \frac{2m}{\tau_x} \quad (7.4)$$

Obliczone tym wzorem wartości dla próbek R, 7 B i A podane w tabl. 7.2 i przedstawiono wykreślnie, w zależności od częstotliwości f , na rys. 7.3. Wartości tak wyznaczonego współczynnika tłumienia wskazują na pewną zależność od prędkości, lecz ze względu na duży rozrzut zdecydowano się przyjąć wartość stałą, równą wartości średniej; $C_{\eta} = 6,3 \frac{kNs}{m}$ dla próbki R i 7B oraz $C_{\eta} = 9,6 \frac{kNs}{m}$ dla próbki A. Uzyskane z pomiarów cechy taśmy (dla 2-parametrowego modelu: C i C_{η} oraz dla trójparametrowego: C_0 , C_v i C_{η}) są sztywnością i lepkością badanej próbki. Uwzględniając wymiary próbek (tabl. 7.1) i wymiary standardowego adcinka taśmy o szerokości $B_s = 1 m$ i długości $L_s = 1 m$, otrzyma się moduł sprężystości E oraz współczynnik tłumienia taśmy η . Dla modelu dwuparametrowego taśmy otrzyma się:

$$E = C \frac{B_s}{B_p} \cdot \frac{L_p}{L_s} \quad \text{oraz} \quad \eta = C_{\eta} \frac{B_s}{B_p} \cdot \frac{L_p}{L_s} \quad (7.5)$$

gdzie:

C i C_{η} - sztywność i współczynnik tłumienia próbki,
 B_p i L_p - szerokość i czynna długość próbki (tabl. 7.1).

A więc dla badanych taśm wielkości te wyniosą:

- dla taśmy Z5P - 800 (wg próbki 7 B)

$$E = 5520 + 190 S \text{ kN/m} \quad (7.6)$$

$$\eta = 25,6 \text{ kNs/m}$$

- dla taśmy Z4P - 1400 (wg próbki R):

$$E = 6177 + 258,7 S \text{ kN/m} \quad (7.7)$$

$$\eta = 34,8 \text{ kN} \cdot \text{s/m}$$

Dla taśmy o rzeczywistych wymiarach B i L sztywność i współczynnik tłumienia wyniosą (np.: dla próbki R):

$$C_t = E \cdot \frac{B}{L} = \frac{B}{L} (6177 + 258,7 \cdot S) \frac{\text{kN}}{\text{m}} \quad (7.8)$$

$$C_{\eta_t} = \eta \cdot \frac{B}{L} = \frac{B}{L} \cdot 34,8 \frac{\text{kN} \cdot \text{s}}{\text{m}}$$

gdzie:

S - naciąg taśmy w kN.

Ze sztywności C_t można obliczyć charakterystykę sprężystą taśmy: $S(x)$, tj. zależność między siłą S a przemieszczeniem x . W pierwszej fazie oblicza się zależność $x(S)$ w oparciu o wzór 7.8:

$$x(S) = \int \frac{dS}{C_t(S)} + K, \quad (7.9)$$

gdzie:

stałą K dobiera się tak, aby $x = 0$, gdy $S = 0$.

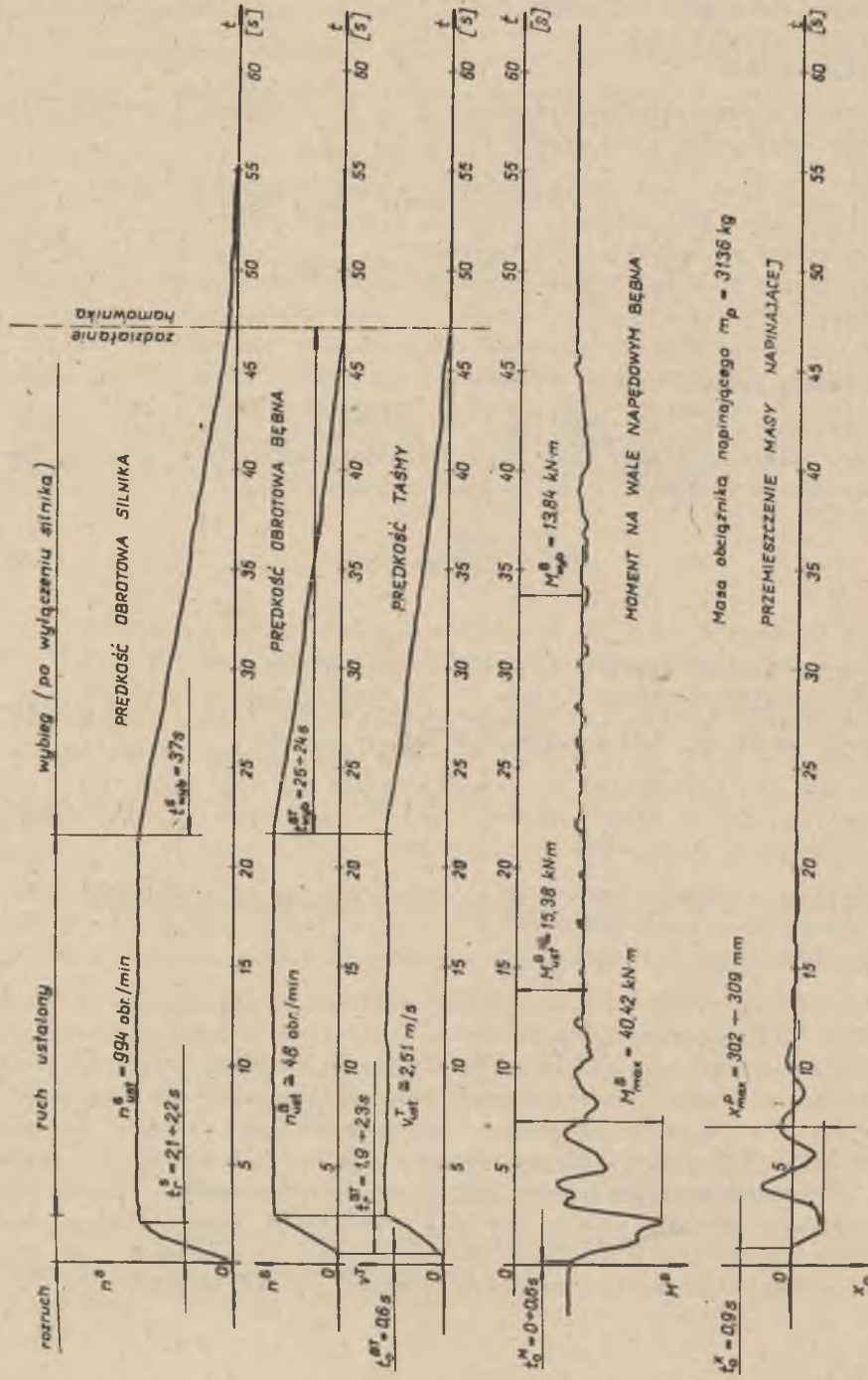
W drugiej fazie obliczeń znajduje się funkcję odwrotną $x^{-1}(S) = S(x)$. Dla wyrażenia na C_t jak wg wzoru 7.8 (dla próbki R):

$$S(x) = 23,9 (e^{258,7 \times B/L} - 1) \quad (7.10)$$

7.2. Badania przenośnika taśmowego w warunkach eksploatacyjnych

7.2.1. Wyniki pomiarów

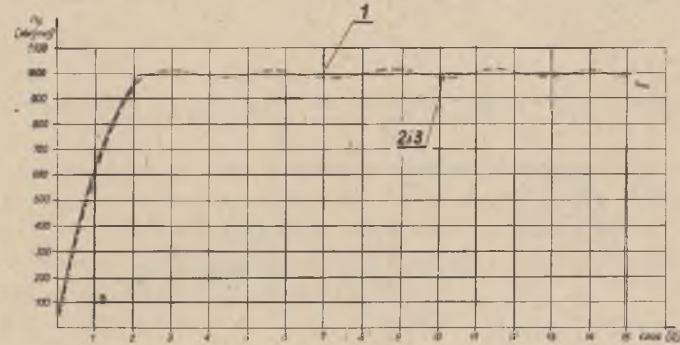
Pomiarów w warunkach eksploatacyjnych dokonano na przenośniku taśmowym $L = 285 m$, którego parametry przedstawiono w rozdziale 6.2.1. Na przenośniku tym pomierzono prędkość obrotową silnika napędowego, prędkość obrotową bębna napędowego, przemieszczenie masy napinającej taśmę oraz moment skręcający na wale bębna napędowego. Zmierzono również wartości prądu w silniku celem określenia wielkości momentu ustalonego. Oscylogramy prędkości, przemieszczenia obciążnika napinającego taśmę i momentu na wale bębna napędowego pokazano na rys. 7.4. Dla przenośnika nieobciążonego wykonano po 3 pomiary, a dla przenośnika obciążonego po 4 pomiary. Na rysunku 7.4 naniesiono skrajne wartości określone z poszczególnych oscylogramów.



Rys. 7.4. Przebieg rozruchu przenośnika wg rys. zestaw. nr 201803 w stanie nieobciążonym

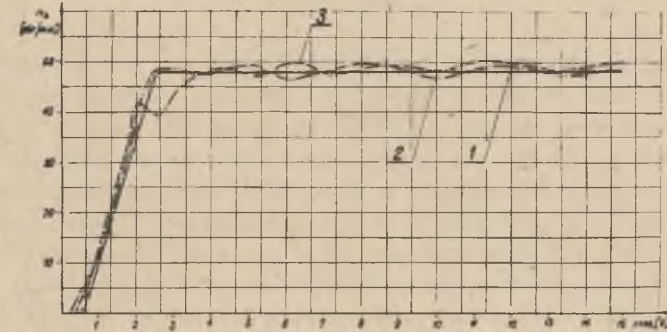
7.2.2. Porównanie wyników pomiarów przenośnika z obliczeniami

Obliczeń teoretycznych przenośnika $L = 295$ m dokonano przyjmując kolejno model reologiczny taśmy dwuparametrowy (Kelvina-Voigta) oraz trójparametrowy (standardowy). Porównywano jedynie wyniki obliczeń z pomiarami dokonanymi na pustym przenośniku, ponieważ nie można było w sposób dokładny określić stopnia załadowania taśmy przenośnika. Narastanie prędkości obrotowych silnika elektrycznego n_s , bębna napędowego n_D w przenośniku badanym oraz w przenośniku modelowym, w którym taśmę opisano modelem reologicznym dwu- lub trójparametrowym przedstawiono na rysunku 7.5 i 7.6.



Rys. 7.5. Narastanie prędkości obrotowej silnika SZDc 196s w przenośniku nr 201803 nieobciążonym

1 - wyniki uzyskane z pomiarów; 2 - wyniki uzyskane z obliczeń wg modelu 2-parametrowego taśmy; 3 - wyniki uzyskane z obliczeń wg modelu 3-parametrowego taśmy

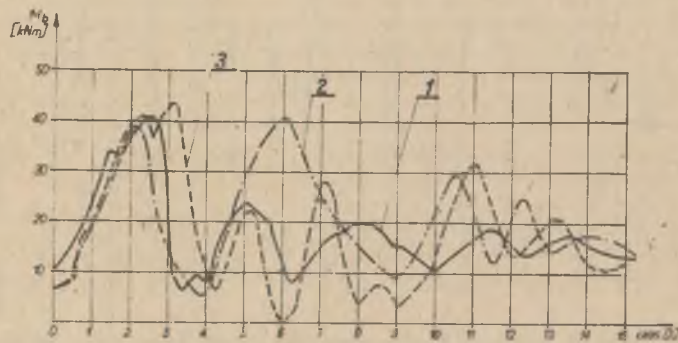


Rys. 7.6. Narastanie prędkości obrotowej bębna napędowego w przenośniku nr 201803 nieobciążonym

1 - wyniki uzyskane z pomiarów; 2 - wyniki uzyskane z obliczeń wg modelu 2-parametrowego taśmy; 3 - wyniki uzyskane z obliczeń wg modelu 3-parametrowego taśmy

Prędkość obrotowa bębna napędowego n_b nie jest wynikiem prostego ilorazu prędkości obrotowej wirnika silnika n_s i przełożenia przekładni i_p , ponieważ jest to prędkość za sprzęgłem poślizgowym, którego poślizg względny zmienia się zgodnie z warunkami rozruchu przenośnika. Czas rozruchu silnika tak z pomiarów jak i z obliczeń kształtuje się w granicach $2,1 \pm 0,2$ s.

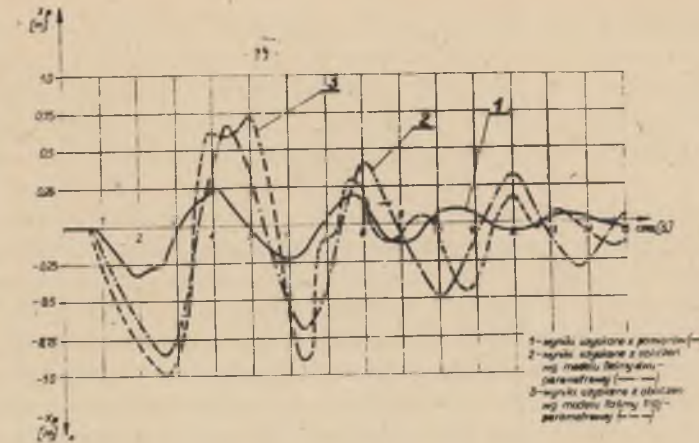
W przypadku prędkości obrotowej bębna napędowego (rys. 7.6) widać, że czas zwłoki w narastaniu prędkości obrotowej waha się od 0,4 s (z obliczeń) do 0,6 s (z pomiarów). Porównanie przebiegu momentu na wale bębna napędowego (rys. 7.7) uzyskanego z pomiarów z wynikami obliczeń, wskazuje na stosunkowo szybki zanik oscylacji momentu na wale przenośnika mierzono-



Rys. 7.7. Moment na wale bębna napędowego w przenośniku 201803 nieobciążonym

1 - wyniki uzyskane z pomiarów; 2 - wyniki uzyskane z obliczeń wg modelu 2-parametrowego taśmy, 3 - wyniki uzyskane z obliczeń wg modelu 3-parametrowego taśmy

Wartość maksymalna momentu na wale bębna uzyskana z obliczeń wynosi 42 kNm przy wartości zmierzonej 40,4 kNm. Natomiast wartość momentu ustalonego po zakończonym rozruchu ($t_r \approx 1,3$ s) kształtuje się na poziomie 15 kNm (z obliczeń) oraz 15,4 kNm z pomiarów. Najmniejszą zgodność wyników obliczeń modelowych przenośnika w porównaniu z wynikami pomierzonymi wystąpiła w przypadku wyznaczenia skoku masy wywołującej obciążenie wstępne w taśmie (rys. 7.8). Z danych uzyskanych z pomiarów przenośnika wynika, że maksymalny skok masy napinającej jest niewielki $X_{pmax} = 0,31$ m oraz że oscylacje obciążnika zanikają praktycznie po 8 ± 10 s. Trudna do wytłumaczenia jest niezgodność maksymalnych amplitud masy napinającej w przenośniku badanym w porównaniu z przenośnikami modelowymi. Zgodność czasu rozruchu przenośnika w porównaniu do innych parametrów obliczonych z pomierzonymi pozwala przypuszczać, że w wieży napinającej występują jakieś dodatkowe opory (np. zukosowanie obciążnika w prowadzeniu), ograniczające



Rys. 7.8. Skok masy napinającej na przenośniku nr 201803 nieobciążonym

skok masy napinającej. W przenośnikach taśmowych obliczanych na drodze teoretycznej, czas rozruchu powinien być ustalony w sposób arbitralny. Jeżeli po upływie 10 s występują zbyt duże wahania momentu (np. $\pm 30\%$ powyżej M_{ust}), należy przedłużyć czas obliczeń do 15 s lub dłużej. Decydować o tym powinien projektant przenośnika.

8. UWAGI KOŃCOWE

8.1. Wnioski

Zaproponowana w niniejszym opracowaniu metoda wyznaczania parametrów pracy w stanach nieustalonych przenośników taśmowych z napędem jedno- lub dwubębnowym czołowym stanowi oryginalne podejście w dziedzinie modelowania dynamiki maszyn, jak i weryfikacji doświadczalnej tych modeli. Na podstawie przeprowadzonej w pracy analizy modelowania dynamiki rozruchu przenośników taśmowych stosowanych w górnictwie dołowym i energetyce można przedstawić następujące wnioski:

a. Zaprezentowany w pracy system modelowania dyskretnego rozruchu przenośników taśmowych dotyczy przenośników z napędem czołowym, z jednym lub dwoma bębniami napędowymi, stosowanych w zakładach energetycznych oraz górnictwie podziemnym, o długości trasy nie większej niż 1000 m oraz mocy zainstalowanej w jednostce napędowej poniżej 630 kW. Rozszerzenie zakresu niniejszej pracy na duże przenośniki taśmowe ($L > 1000$ m oraz $N > 630$ kW) wymaga uwzględnienia szeregu dodatkowych czynników, jak np.: orzesunięcia czasowego załączania silników w kolejnych napędach, uwzględnienia modelu reologicznego taśmy z linkami stalowymi, systemów automatycznego napinania itp.

b. Przyjęcie modelu dyskretnego opisu stanów nieustalonych w okresie rozruchu przenośnika taśmowego umożliwia analizę różnorodnych wielkości mających wpływ na rozruch przenośnika, niezależnie od jego rozwiązania konstrukcyjnego, co jest niezwykle trudne w przypadku przyjęcia modelu ciągłego przenośnika. Rozłożenie ciągu górnego taśmy przenośnika na szereg mas częściowych pozwala wnioskować, że już podział taśmy górnej na cztery jednakowe części jest dostatecznie dużym, dla celów praktycznych, przybliżeniem modelu dyskretnego do ciągłego.

c. Zachowanie się silnika elektrycznego w napędzie opisane jego charakterystyką dynamiczną wywołuje w układzie oscylacje momentu o dużych amplitudach i wysokiej częstotliwości, ale trwające bardzo krótko, o czasie trwania $\tau < 0,3$ s.

Można przyjąć, że krótkotrwałe wahania momentu napędowego pochodzące od szybkozmiennych strumieni magnetycznych nie zdołają wzbudzić w układzie drgań nawet w przypadku napędu ze sprzęgłem sztywnym. Krótkotrwałe duże oscylacje momentu silnika można z powodzeniem zastąpić obciążeniem w postaci obciążenia skokowego lub impulsowego.

d. Napędy ze sprzęgłem wkładkowym cechuje nieznaczne obniżenie wartości szczytowych sił w ciągu górnym przenośnika oraz przesunięcie w fazie fali napięcia, tak że nie widać wyraźnej korzyści ze stosowania sprzęgła wkładkowego w porównaniu ze sprzęgłem sztywnym. Nieznaczny wpływ sprzęgła wkładkowego jest wynikiem jego dużej sztywności oraz minimalnego tłumienia.

Należy sądzić, że wprowadzane obecnie do produkcji w kraju sprzęgła oponowe będą się cechować odpowiednimi parametrami (sztywności i tłumienia), koniecznymi dla zapewnienia właściwej pracy napędów przenośników taśmowych.

e. Napędy ze sprzęgłami hydrokinetycznymi i śrutowymi cechuje prawie takie samo pod względem wielkości jak w przypadku sprzęgieł nierozłącznych pierwsze uderzenie napięcia w taśmie. Tak więc zastosowanie sprzęgła poślizgowego w napędzie nie daje wyraźnego obniżenia wartości sił szczytowych w taśmie w porównaniu ze sprzęgłami nierozłącznymi, przesuwając je jednak w czasie co wpływa korzystnie na obciążenia dynamiczne innych zespołów przenośnika np.: napinania. W modelu napędu ze sprzęgłem hydrokinetycznym układ stabilizuje się stosunkowo szybko, co należy tłumaczyć wpływem dużego tłumienia wewnętrznego sprzęgła.

f. Dobór typu sprzęgła do napędu powinien być analizowany indywidualnie, w zależności od rodzaju przenośnika taśmowego oraz warunków jego pracy, za pomocą odpowiednich wskaźników doboru. Wynika to z faktu, że o konieczności zastosowania sprzęgła rozruchowego decyduje w zasadzie masa bezwładności, którą napęd powinien w czasie rozruchu rozpędzić oraz nadwyżka momentu silnika ponad moment oporu. Przyjęty w dotychczasowej praktyce projektowej sposób doboru sprzęgła rozruchowego w zależności od mocy silnika napędowego jest niesłuszny. Napędy dużej mocy dla przenośników pochylonych, a stosunkowo krótkich mogą posiadać sprzęgła nierozłączne podatne, ponieważ duża część mocy silnika jest przeznaczona na podniesienie nosiwa na określoną wysokość, a reszta dopiero idzie na pokonanie bezwładności przenośnika.

g. Opracowany program kompleksowych obliczeń dynamiki rozruchu przenośników taśmowych na EMC umożliwia konstruktorom przenośników, (na etapie projektowania), wyznaczenie oporów ruchu przenośnika, dobór silnika napędowego, określenie wielkości masy napinającej oraz określenie jej maksymalnego skoku, wyznaczenie sił w dowolnym punkcie przenośnika, sprawdzenie doboru taśmy oraz daje szereg wskazówek co do wyboru sprzęgła w napędzie. Program może służyć również do naukowych analiz związanych z optymalizacją położenia oraz doboru rodzaju napinania, jak również procesów falowych zachodzących w taśmie przenośnikowej.

h. Porównanie parametrów pracy przenośnika badanego w warunkach eksploatacyjnych z parametrami obliczonymi na drodze teoretycznej wskazuje na stosunkowo dużą zbieżność tych wartości. Wartości maksymalne i ustalone momentów na bębnie napędowym, prędkości obrotowe silnika oraz bębna

napędowego oraz czas rozruchu przenośnika są podobne tak w przenośniku modelowym, jak i w przenośniku pomierzonym.

Rozbieżność wyników obliczeń z wartościami uzyskanymi z pomiarów masy napinającej są przypuszczalnie efektem wadliwej pracy wieży napinającej w przenośniku badanym. Natomiast ważniejszym dla naukowych analiz od ilościowego porównania parametrów pomierzonych z obliczonymi wydaje się jakościowa zgodność tych wielkości.

1. Dobór właściwego modelu do odwzorowania własności reologicznych taśmy jest problemem kluczowym przy rozpatrywaniu procesów falowych występujących w rozpatrywanych modelach dynamicznych przenośników. Dotychczasowe badania wykazują, że poprawny opis reologiczny zachowania się taśmy w pełnym zakresie obciążeń i czasu można uzyskać jedynie przy zastosowaniu złożonych, wieloparametrowych modeli, nieprzydatnych do modelowania stanów nieustalonych pracy przenośnika dla celów praktycznych. Do dokładnych obliczeń inżynierskich lub w analizach naukowych np.: procesów falowych zachodzących w taśmie przenośnika w czasie rozruchu najlepiej nadaje się model trójparametrowy. Jednak parametry tego modelu należy w sposób dokładny określić w oddzielnych szerszych badaniach taśm przenośnikowych. Z przeprowadzonych w niniejszej pracy badań taśm przenośnikowych widać, że własności sprężyste oraz tłumienie taśmy najlepiej oddaje dwuparametrowy model reologiczny (Kelvina-Voigta). Może on być stosowany do obliczeń stanów nieustalonych w przenośnikach taśmowych w codziennej praktyce inżynierskiej w biurach konstrukcyjnych lub projektowych.

8.2. Kierunki dalszych badań

Udoskonalenie systemu modelowania poszczególnych zespołów oraz całego przenośnika powinno być celem prac w latach następnych w tym zakresie. Zwłaszcza istnieje potrzeba dalszego prowadzenia badań w celu identyfikacji własności sprężystych i tłumiących wszystkich taśm przenośnikowych produkowanych w kraju. Badania takie powinny być finansowane przez producentów taśm krajowych (Wolbromskie Zakłady Przemysłu Gumowego oraz Zakłady Gumowe Górnictwa w Bytomiu) bądź powinny się znaleźć w odpowiednim problemie naukowo-badawczym sterowanym centralnie (np.: w problemie resortowym). Kompleksowe badania taśm przenośnikowych będą żmudne i długotrwałe, ponieważ przeprowadzone w ramach niniejszej pracy badania rozpoznawcze niektórych taśm przenośnikowych wykazały, że każdy pomiar jest długi w czasie (co najmniej 17 godzin). Stwierdzono ponadto w trakcie dotychczas prowadzonych badań taśm znaczny rozrzut własności tych samych taśm, których próbki pobierano z różnych miejsc tej samej partii taśmy. Należy więc przebadać odpowiednio dużą liczbę próbek taśmy, aby wyniki tych pomiarów można było oszacować na drodze statystycznej. Przeprowadzenie pełnych badań taśm przenośnikowych pozwoli również inaczej spojrzeć na zagadnienie doboru taśmy. Obecnie stosowane wysokie współczynniki pewności ($\lambda=10\div 13$)

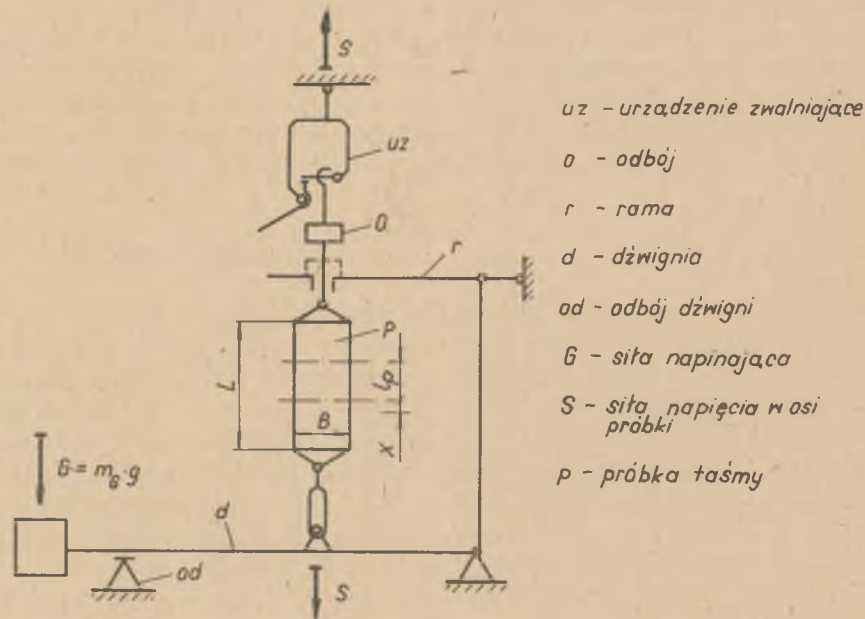
są wynikiem braku pewności co do zachowania się taśmy pod wpływem obciążenia udarowego, jak i trudności z dokładnym określeniem wielkości tego obciążenia. Konieczne są równoległe badania charakterystyk mechanicznych nowo produkowanych w kraju sprzęgieł oponowych, tak aby było możliwe zapisanie ich charakterystyk w konwencji zapisu przyjętego przy modelowaniu dyskretnym rozruchu przenośników taśmowych, podanym w niniejszej pracy. Również należy w najbliższym czasie przewidzieć dalsze pomiary na przenośnikach taśmowych w warunkach eksploatacyjnych, celem ostatecznej weryfikacji podanego w pracy systemu modelowania rozruchu przenośników taśmowych. Prace takie zadeklarowały się finansować w dalszym ciągu zakłady produkujące przenośniki taśmowe dla potrzeb energetyki (zgrupowane w Zjednoczeniu ZEMAK). Po ostatecznej weryfikacji opracowanego programu obliczeń przenośników taśmowych na EMC, należy go rozpowszechnić pomiędzy wszystkie jednostki badawczo-projektowe zajmujące się problematyką przenośników taśmowych.

DODATEK

D.1. Opis aparatury i stanowisk do badań

D.1.1. Konstrukcja stanowisk badawczych i aparatura do badań cech sprężystych i tłumiących taśm

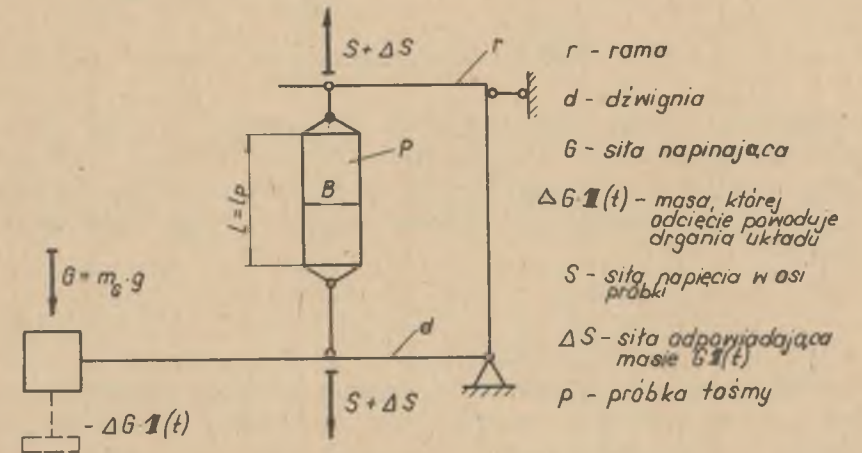
Cechy reologiczne taśm przenośnikowych oraz ich własności sprężyste i tłumiące przebadano na dwóch oddzielnych stanowiskach. Krzywe pełzania uzyskano na stanowisku badawczym przedstawionym na rys. D.1.1. Próbka taś-



Rys. D.1.1. Schemat stanowiska do wyznaczania krzywych pełzania $x(t)$ przy odciążeniu

my była obciążona siłą S pochodzącą od obciążnika G . Odciążenie próbki następowało po odcięciu jej górnego zawieszenia za pomocą urządzenia zwalnającego (uz). W chwili zwolnienia górnego zawieszenia, opadała dźwignia (d) aż do oparcia na odbój (od) ustawionego w bardzo małej odległo-

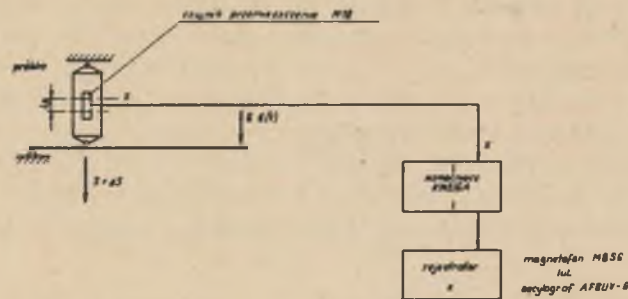
ści (ok. 2 mm) od dźwigni, mniejszej niż odległość odbóju (o) na górnym zawieszeniu od oporu na ramie stanowiska. Umożliwiało to bardzo szybkie (w czasie mniejszym niż 0,1 s) odciążenie próbki oraz jej swobodne kurczenie. Swobodę kurczenia po upływie pewnego czasu od odciążenia zapewniono przez wyjmowanie sworznia w dolnym zawieszeniu. Zapewnienie stałej pozycji wiszącej próbki uzyskano stosując owalny otwór w dolnym zawieszeniu. Stanowisko, na którym wywoływano drgania swobodne układu: próbka taśmy - masa zredukowana stanowiska, pokazano na rysunku D.1.2. Pobudzenie



Rys. D.1.2. Schemat stanowiska do badań sprężystości i tłumienia taśm przez wywołanie drgań swobodnych

układu do drgań następowało przez odcięcie małej masy Δm_G , co powodowało skokowe zmniejszenie obciążenia próbki o ΔS i oscylacyjny ruch dźwigni (d), a więc i oscylacyjne względne przemieszczanie punktów zamocowania próbki. Na końcu swobodnym dźwigni zamocowano masę m_G powodującą naciąg próbki S . Masa ta stanowiła równocześnie masę sejsmiczną równą "m" po zredukowaniu jej na oś mocowania próbki (rys. 5.2c lub 5.3c). Pomiar ubytków długości próbki dokonywano w układzie złożonym z aparatury firmy Hottinger: indukcyjny czujnik przemieszczeń W10, pracujący na bazie oomiarowej $l_p = 50$ mm, wzmacniacz KWS/6A z wbudowanym miernikiem oraz magnetofon MBS6 lub oscylograf AF8UV-G.

Stosowanie magnetofonu umożliwiało odtwarzanie uzyskanych przebiegów z różnymi prędkościami zapisu, co było potrzebne ze względu na dokładną ocenę wielkości początkowych przemieszczeń x_0 . Schemat aparatury pomiarowej na stanowisku badawczym do pomiarów krzywych pełzania przedstawia rys. D.1.3. Pomiar przemieszczeń X przez wywołanie drgań swobodnych układu wykonywano za pomocą tej samej aparatury, którą stosowano przy badaniach krzywych pełzania rys. D.1.3. W omawianym układzie pomiarowym czujnik prze-



Rys. D.1.3. Schemat układu pomiarowego do badań taśm

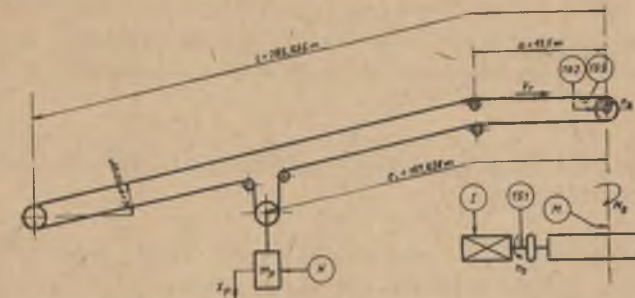
mieszce W10 pracował jednak na bazie pomiarowej $l_p = 400$ mm, równej czynnej długości próbki. Przy wszystkich próbach stosowano to samo pobudzenie siłą $\Delta S = 3,2$ kN zakładając, że powoduje ona prawie liniowe zmiany wartości X wokół wartości przemieszczenia stałego spowodowanego naciskiem S .

D.1.2. Metodyka pomiarów laboratoryjnych i eksploatacyjnych

Próbki do badań sprężystości i tłumienia wycięto z odcinków nowych taśm wzdłuż osnowy przekładek. Długość próbek była stała $l_p = 400$ mm (między skrajnymi krawędziami uchwytów). Szerokości próbek B_p zróżnicowano odwrotnie proporcjonalnie do wytrzymałości nominalnej badanych taśm, w celu utrzymania stałej wartości obciążeń próbnych S .

Identyfikację własności badanych taśm wg PN-75/C-05011 przeprowadzono na właściwych do tego próbkach, wyciętych z tych samych odcinków taśm, co i próbki do badań sprężystości i tłumienia. Oznaczenia i wymiary próbek taśm przyjętych do badań sprężystości i tłumienia oraz ich rzeczywistą wytrzymałość i wydłużenie przedstawiono w tabelicy 7.1. Przed pomiarem pełzania próbka była obciążana wstępnie na stanowisku (wg rys. D.1.1) przez 10 godzin, celem wyrównania napięć w poszczególnych przekładkach. Przebieg kurczenia próbki po odciążeniu był rejestrowany przez ok. 10 minut, a później odnotowywano tylko ubytki długości próbki x . Przebieg kurczenia próbki taśmy mierzono przez 17 godzin. Po tym okresie próbka była odprężana w pozycji wiszącej przez 24 godziny, zanim poddano ją kolejnemu obciążeniu [L. 58]. Przedmiotem badań eksploatacyjnych były przebiegi w funkcji czasu: okresu rozruchu, okresu stanu ustalonego i okresu wybiegu, tj. swobodnego zatrzymania przenośnika taśmowego $L = 285$ m, niżej wymienionych wielkości: prędkości obrotowej silnika elektrycznego, prędkości obrotowej bębna napędowego i prędkości taśmy w pobliżu wejścia na bęben, przemieszczeń pionowych obciążnika napinającego taśmę oraz momentu skręcającego na wale bębna napędowego. Dodatkowo był mierzony prąd w obwodzie sto-

jana silnika w okresach ruchu ustalonego. Ww. wielkości mierzono w sposób ciągły (rejestrowano) następująco:



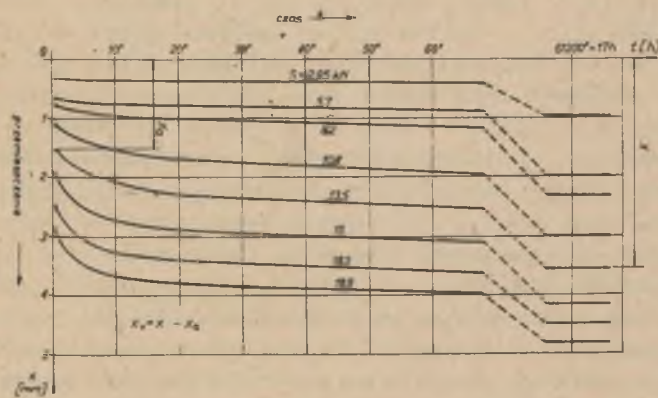
Rys. D.1.4. Rozmieszczenie punktów pomiarowych na przenośniku $L = 285$ m

- Czujnikami prędkości były prądnice tachometryczne prądu stałego PZTk 82-46-1500 obr/min/100 V. Prądnica do pomiaru prędkości obrotowej silnika była sprzężona bezpośrednio z wolnym wałem silnika (TG1 rysunek D.1.4). Prądnice do pomiaru prędkości taśmy i prędkości obrotowej (obwodowej) bębna miały na swoich wałkach osadzone tarcze o średnicy 200 mm. Tarcze te były dociskane do taśmy względnie do płaszcza bębna (TG2). Napięcie z prądnic poprzez układy potencjometrów było podawane na pętlice oscylografu AF 8UV-G.
- Prędkość obrotową silnika w stanie ustalonym mierzono również stroboskopem. Zarówno przy przenośniku obciążonym, jak i nieobciążonym otrzymano ten sam wynik pomiaru $n_s = 994$ obr/min.
- Przy pomiarze przemieszczenia obciążnika napinającego (H) taśmę, jako czujnik zastosowano potencjometr. Suwak potencjometru był połączony z dodatkowym małym obciążnikiem zawieszonym na wielokrążku o przełożeniu 1:15, a jedno pasmo wielokrążka było przymocowane do obciążnika, którego przemieszczenia mierzono. Potencjometr był zasilany baterią, a napięcie wyjściowe było podawane na pętlicę oscylografu.
- Moment skręcający na wale bębna napędowego (M) był mierzony metodą tensometryczną. Na wale były naklejone tensometry FKT 2-5 (ITWL) specjalne, podwójne do pomiaru odkształceń głównych na powierzchni wału. Zasilanie tensometrów i wzmacnianie sygnału wyjściowego z układu tensometrów odbywało się poprzez mostek KWS/6A-5 (firmy Hottinger). Kable między mostkiem i układem tensometrów w czasie pomiaru były nawijane lub odwijane z wału. Wzmocniony sygnał z mostka był rejestrowany na oscylografie Fischer AF 8UV-G. Moment skręcający w wale określono z odkształceń drogą obliczeniową. Z odkształcenia głównego (mierzono bezpośrednio) obliczono odkształcenie postaciowe, a stąd naprężenie styczne, skąd po uwzględnieniu wskaźnika przekroju uzyskiwano wartość momentu skręcającego. Układ pomiarowy był zerowany przy przenośniku zatrzymanym, tzn.

wówczas, gdy wał bębna unieruchomiony hamownikiem przenosił obciążenie od mas położonych na pochyłej części przenośnika. Tak wyzerowany układ mierzył odkształcenia względne (i moment) powyżej obciążenia wstępnego S_0 . Wartość momentu ustalonego M_{Bust} ustalono na podstawie pomiarów prądu stojana (I rys. D.1.4) oraz znanej charakterystyki obciążalności silnika $M_s(I)$, którą uzyskano od producenta silnika EMIT z Żychlina.

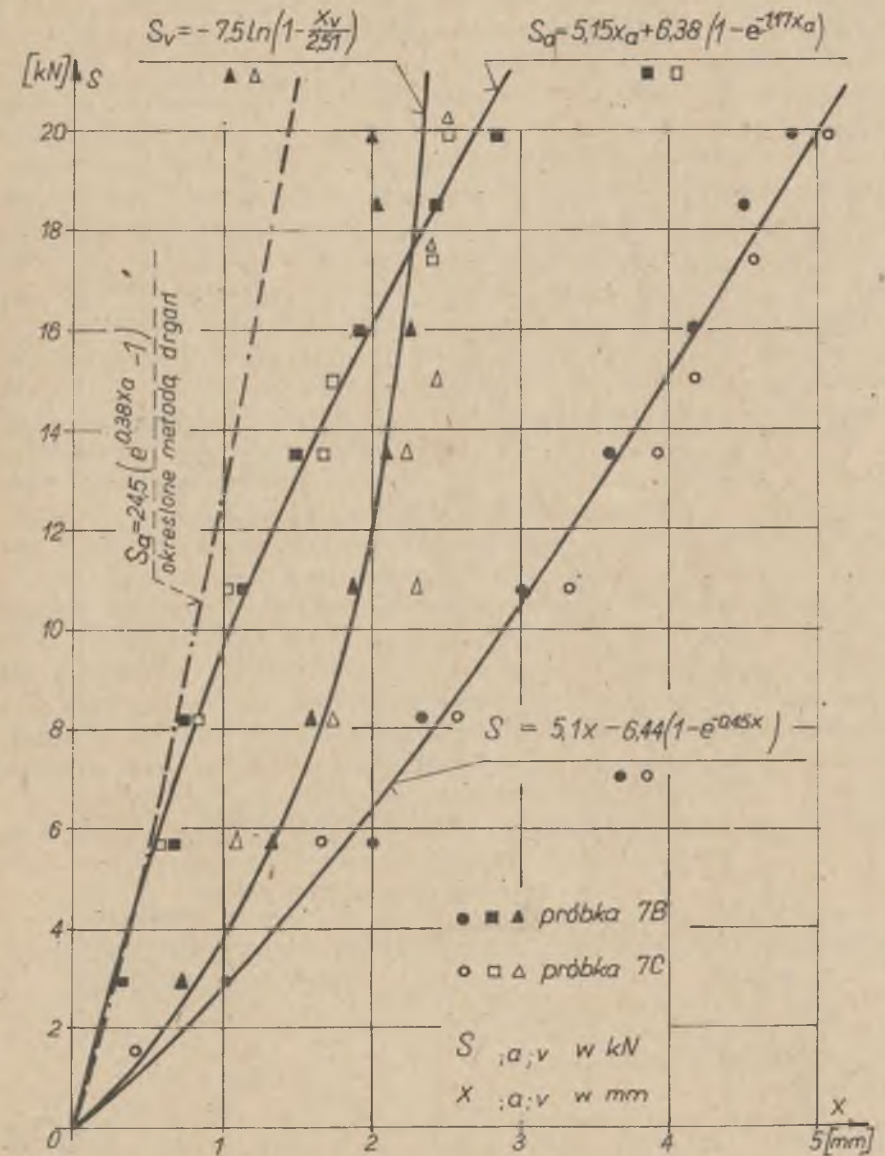
D.2. Badania własności sprężystych i tłumiących taśm przenośnikowych z krzywymi pełzania

Rejestracja wydłużenia badanej próbki taśmy $x(t)$ daje krzywą pełzania. Sporządzając krzywe pełzania dla kilku wielkości obciążeń próbnych S i wyznaczając odpowiadające tym obciążeniom wartości x_a oraz x_v , można dla poszczególnych próbek określić funkcje sprężystości natychmiastowej $S_a(x_a)$ i funkcję sprężystości (tłumionej) ciała Kelvina-Voigta $S_v(x_v)$. Jeżeli funkcje S_a oraz S_v są liniami prostymi, to cechy sprężyste można wyrazić modułami sprężystości E_a i E_v . Przykładowo na rys. D.2.1 po-

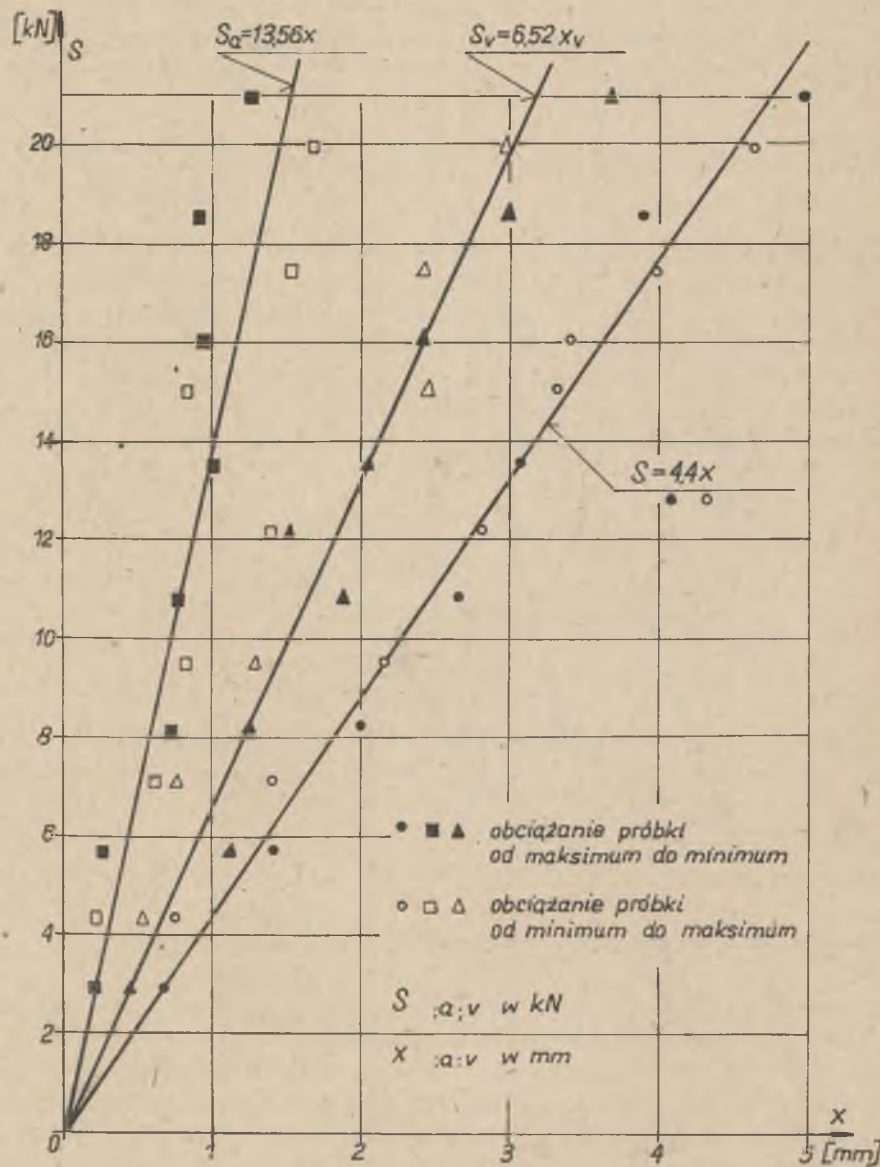


Rys. D.2.1. Krzywe pełzania przy odciążeniu dla próbki 7B

dano dla próbki 7B rodzinę krzywych pełzania przy odciążeniu od siły S do 0. Na krzywych tych jest widoczne przemieszczenie "natychmiastowe" $x(0) = x_a$ oraz całkowite przemieszczenie $x(t)$ równe skróceniu próbki po 17 godzinach po odciążeniu siłą S . Z tych wartości można każdorazowo wyznaczyć przemieszczenie "tłumione" $x_v = x - x_a$ (patrz rys. 5.3c). Uzależnienie wartości S od odpowiednich wartości x , x_a , x_v pozwala określić charakterystyki sprężystości: statyczną $S = f(x)$ i dynamiczną $S_a = f(x_a)$ oraz dynamiczną $S_v = f(x_v)$. Charakterystyki te oraz odpowiednie punkty uzyskane z pomiarów pokazano na rys. D.2.2 dla próbek 7B i C oraz na rys. D.2.3 dla próbki 1 (wg tablicy 7.1).



Rys. D.2.2. Charakterystyka statyczna $S(x)$ oraz charakterystyki dynamiczne $S_a(x_a)$ i $S_v(x_v)$ dla próbek 7B i 7C



Rys. D.2.3. Charakterystyka statyczna $S(x)$ oraz charakterystyki dynamiczne $S_a(x_a)$ i $S_v(x_v)$ dla próbki 1

Z krzywych peźzania można też wyznaczyć współczynniki tłumienia $C\eta$, jeśli dysponuje się charakterystyką dynamiczną $S_v = f(x_v)$ i jej funkcją odwrotną $x_v = f^{-1}(S_v)$ [L. 58]. Sposób wyznaczania współczynnika tłumienia taśmy przedstawiono na rys. D.2.4 wraz z kolejnością obliczeń pomocniczych. Wyniki takich obliczeń dla niektórych punktów krzywych peźzania próbek 7B i 1 podano w tabelicy D.2.1. Badanie własności sprężystych i tłumienia taśm przenośnikowych na podstawie parametrów krzywych peźzania nie jest metodą dokładną. Krzywa peźzania w obszarze "t" bliskim 0 jest zniekształcona ze względu na trudności z realizacją obciążenia lub odciążenia, a także ze względu na własną masę próbki. Z tych powodów ocena przemieszczenia "natychmiastowego" x_a i ocena odpowiedniej charakterystyki dynamicznej $S_a(x_a)$ jest wątpliwa. Na przykład dla próbki 7B porównanie takiej charakterystyki z charakterystyką uzyskaną inną metodą (rys. D.2.2 - linia kreskowana) wykazuje różnice w charakterze krzywej. Wątpliwości co do oceny charakterystyki $S_a(x_a)$ budzą od razu nieufność do charakterystyki $S_v(x_v)$ znajdowanej wg charakterystyki statycznej i dynamicznej $S_a(x_a)$. To samo dotyczy oceny współczynnika tłumienia $C\eta$, wyznaczanego z uwzględnieniem charakterystyki $S(x)$.

Wartości współczynnika tłumienia $C\eta$ wg krzywych peźzania zestawione w tabelicy D.2.1 niezależnie od błędów i rozrzutu wartości, wskazują na silną zależność tego współczynnika od prędkości kurczenia próbki. Prędkości te były bardzo małe w porównaniu z prędkościami jakie występują przy drganiach taśm w ich rzeczywistych warunkach pracy, tak że dokładność uzyskanych wyników z badań stała się wątpliwa. Nie dyskwalifikuje to jednak całkowicie tej metody badań, która w przypadku wykonania dużej liczby pomiarów może dać bardziej wiarygodne wyniki, jednak precyzyjność tego typu badań jest znacznie większa niż w przypadku pomiarów wykonanych metodą wzbudzenia drgań własnych próbek. Zdecydowano się jednak na przedstawienie w niniejszej pracy wyników pomiarów własności sprężystych i tłumiących metodą krzywych peźzania, ponieważ dotychczasowe badania taśm przenośnikowych prowadzono jedynie tym sposobem [L. 26; 38].

D.3. Praktyczne wykorzystanie wyników z badań stanów nieustalonych przenośników taśmowych

D.3.1. Parametry silników elektrycznych stosowanych w napędach przenośników taśmowych

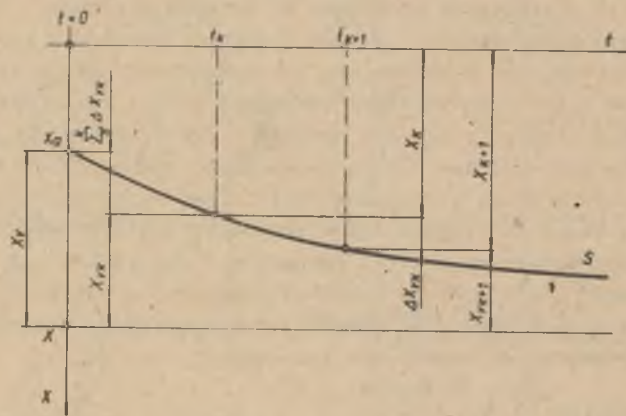
W tabelicach D.3.1 oraz D.3.2 przedstawiono parametry elektromagnetyczne silników elektrycznych klatkowych i pierścieniowych o mocy 45-630 kW, stosowanych w napędach przenośników taśmowych w energetyce, nie spotykanych w katalogach silników lub literaturze fachowej. Parametry te zostały opracowane w uzgodnieniu z Branżowym Ośrodkiem Badawczo-Rozwojo-

Tablica D.2.1

Wyniki obliczeń współczynnika tłumienia wg współrzędnych krzywych pełzania

Tablica D.2.1

Próbka	Wstępny naciąg próbki kN	Przedział czasu $t_k \rightarrow t_{k+1}$ s	Przedział przemieszczenia $X_k \rightarrow X_{k+1}$ mm	Przedział sił wewnętrznych $S_{vk} \rightarrow S_{vk+1}$ kN	Prędkość średnia kurczenia próbki	Średnia siła \bar{S}_{vk} kN	Średni współczynnik tłumienia $C_{\eta vk}$ kN·s/mm	
					\bar{X}_v mm/s			
78	19,9	0 → 0,6	2,85 → 3,048	19,9 → 14,3	0,33	17,1	$52 \cdot 10^{-3}$	
		6,6 → 10,6	3,542 → 3,624	8 → 7,3	0,0205	7,6	$370 \cdot 10^{-3}$	
		62,6 → 82,6	3,913 → 3,954	5,3 → 5	0,0021	5,15	$2450 \cdot 10^{-3}$	
	16	0 → 1,6	1,91 → 2,183	16 → 11,1	0,171	13,55	$79 \cdot 10^{-3}$	
		7,6 → 9,6	2,557 → 2,604	7,3 → 7	0,0235	7,15	$304 \cdot 10^{-3}$	
		65,6 → 75,6	3,009 → 3,025	4,4 → 4,9	0,0016	4,35	$2720 \cdot 10^{-3}$	
	10,8	0 → 0,4	0,74 → 0,77	10,8 → 10,43	0,075	10,61	$141 \cdot 10^{-3}$	
		6,4 → 8,4	0,92 → 0,95	8,81 → 8,59	0,015	8,67	$578 \cdot 10^{-3}$	
		68,4 → 78,4	1,258 → 1,270	6,1 → 6,02	0,0012	6,06	$5050 \cdot 10^{-3}$	
	1	20,9	0 → 1,2	1,31 → 1,14	20,9 → 17,8	0,36	19,35	$54 \cdot 10^{-3}$
			41,2 → 57,2	2,97 → 3,01	8,04 → 8,75	0,0025	8,9	$3560 \cdot 10^{-3}$



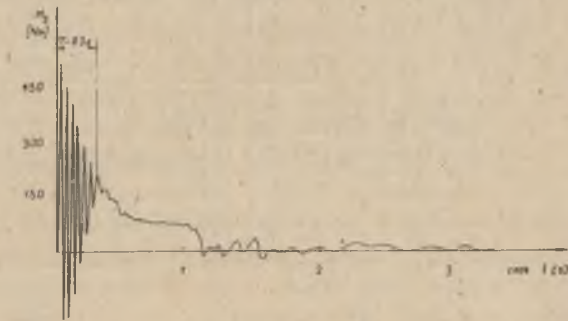
- 1) $\Delta X_{vk} = X_{k+1} - X_k$
- 2) $\bar{X}_k = \frac{\Delta X_{vk}}{t_{k+1} - t_k}$
- 3) $X_v = f(S_v = S)$
- 4) $X_{vk} = X_v - \frac{S_{vk}}{S} \Delta X_{vk}$
- 5) $S_{vk} = f^{-1}(X_{vk} + \frac{1}{2} \Delta X_{vk})$
- 6) $C_{\eta vk} = \frac{S_{vk}}{\bar{X}_k}$

Rys. D.2.4. Schemat obliczeń współczynnika tłumienia z krzywej pełzania

wym Maszyn Elektrycznych "KOMEL" w Katowicach. Na podstawie danych z tablic D.3.1 oraz D.3.2 wykonano obliczenia charakterystyk dla dwóch silników. Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunkach 4.10; 4.11 oraz D.3.1.

Tablica D.3.1

Lp.	Typ i wielkość silnika	N_s	N_{zn}	U_{1n}	R_1	X_{11}	R'_{21}	R''_{21}	I_{1n}	I_w	S_n
		kW	min ⁻¹	kV	Ω	Ω	Ω	Ω	A	kgm ²	-
1	SZUe 196 t sp. 3	320	992	6	0,638	8,47	0,486	7,52	37,6	52,5	0,008
2	SZUre 126 t	400	980		0,333	4,07	0,356	4,60	94,0	135	0,01
3	SZUre 136 r	500	985		0,478	5,18	0,470	5,90	75,0	120	0,01
4	SZUr 136 s	630	985		0,550	5,80	0,512	5,86	72,0	125	0,014



Rys. D.3.1. Przebieg rozruchu silnika Sf 225·M4 przy $M_{op} = 0$

D.3.2. Ocena poprawności doboru zespołów przenośnika

D.3.2.1. Dobór taśmy

Ważnym zagadnieniem w trakcie projektowania przenośnika taśmowego jest właściwy dobór taśmy. Nie wnikając w problemy warunków pracy przenośnika, dobór taśmy (przy przyjętej już wcześniej szerokości B zależnej od założonej wydajności przenośnika) polega na określeniu liczby przekładek. Sprawdzenia liczby dobranych przekładek w taśmie dokonuje się na podstawie zależności [L. 1; 31]:

$$Z_{min} = \frac{S_{1sr} \lambda}{0,1 B K_r} < Z_{rzecz} \quad (D.3.1)$$

gdzie:

S_{1sr} - maksymalna siła w taśmie w czasie rozruchu (kN),

Tablica D.3.2

Podstawowe parametry silników klatkowych stosowanych w napędach przenośników taśmowych

Lp.	Typ i wielkość silnika	Ns kW	n _{zn} min ⁻¹	p	ω _s s ⁻¹	U _{ln} V	J _{ln} A	X _{ll}	X' _{2l} Ω	R' _{2l}	R _l	U _{2T} V	J _w kgm ²	S _n
1	SF 225 M-4	45	1475		154,4		84	0,41	0,72	0,300	0,1175		0,515	0,0188
2	SF 250 M-4	55	1475	2	154,4		101	0,307	0,507	0,290	0,1077		0,825	0,0166
3	SF 280 S-4	75	1480		154,9		132	0,287	0,358	0,207	0,0756		1,380	0,0133
4	SZJe 94b	100	1475		154,4		108	0,241	0,285	0,285	0,0539		2,325	0,0166
5	Se 315 S-4	110	1479		154,8	380	202	0,231	0,308	0,118	0,0551	400	4,000	0,0133
6	Se 315 M-4	132	1480		154,9		242	0,180	0,271	0,103	0,0386		4,425	0,0133
7	Se 315 M6B	110	983	3	102,9		204	0,207	0,300	0,111	0,0546		6,600	0,0170
8	Se 315 L6	132	984		102,9		244	0,167	0,270	0,102	0,0407		7,675	0,0160
9	SZDc 174r	160	1485		155,4		20	15,602	22,405	5,188	2,536		13,750	0,010
10	SZDc 174s	200	1485	2	155,4		25	12,195	15,892	4,210	1,860		18,250	0,010
11	SZDc 176s	160	990		103,6		21	15,238	20,963	5,922	1,625		20,000	0,010
12	SZDc 176t	200	990	3	103,6	6000	26	11,950	13,120	4,200	1,011	6300	23,750	0,010
13	SZDc 196s	250	992		103,8		31	10,05	11,495	4,000	0,709		42,500	0,008
14	SZDc 196t	320	992		103,8		39	8,875	7,125	3,810	0,574		52,500	0,008
15	SZDR 136s	630	1480	2	154,4		74	5,55	4,2	2,96	0,567		125,00	0,0133

λ - współczynnik pewności,
K_r - wytrzymałość taśmy na zerwanie (kN/m).

λ	11	12	13
Z	3 ÷ 5	6 ÷ 9	10 ÷ 14

Natomiast sprawdzenia współczynnika bezpieczeństwa dla taśm z przekładkami bawełnianymi i poliamidowymi dokonuje się wg wzoru [L. 110]:

$$K_e = \frac{B K_r}{S_{1\max}} \geq 7,25. \quad (D.3.2)$$

D.3.2.2. Dobór sprzęgła

Elementem mającym decydujący wpływ na dynamikę ruchu nieustalonego w napędzie przenośnika taśmowego jest sprzęgło. Od rodzaju i typu sprzęgła zależy wielkość i czas działania sił dynamicznych (przeciążenia) na pozostałe elementy napędu oraz na taśmę i na zespół napinania. Również czas działania prądu rozruchu w uzwojeniach silnika jest uzależniony od rodzaju sprzęgła zastosowanego w napędzie. Generalnie poszukuje się odpowiedzi (w przypadku zastosowania silnika klatkowego), od jakiej wielkości mocy w napędzie należy wprowadzić sprzęgło rozruchowe lub jak długo można bezpiecznie stosować sprzęgło podatne, bez obawy nadmiernego przeciążenia pozostałych elementów przenośnika. Sposób modelowania stanów nieustalonych przenośników taśmowych zaproponowany w niniejszej pracy umożliwi indywidualną analizę potrzeby zastosowania sprzęgła rozruchowego w zależności od typu przenośnika i warunków jego pracy. Jest również możliwe wcześniejsze sprawdzenie (na drodze obliczeniowej) jak zachowa się napęd w zależności od typu zastosowanego sprzęgła. Jest to zasadnione możliwością stosowania w niektórych napędach tanich sprzęgieł rozruchowych śrutowych (co stwierdzono na niektórych przenośnikach w Elektrowni Rybnik). Oprócz możliwości określenia maksymalnych sił występujących w elementach napędu w okresie rozruchu, pomocnym w wyborze typu i rodzaju sprzęgła może być szereg współczynników pomocniczych [L. 70]:

- współczynnik nadwyżki dynamicznej:

$$\sigma_p = \frac{P_{u\max}}{S_{1sr} - S_{2sr}} \leq \sigma_{p\text{ dop}} \quad (D.3.3)$$

gdzie:

S_{1sr}, S_{2sr} - wartość średnia siły czynnej i biernej na bębnie napędowym w ruchu ustalonym;

$P_{u \max} = S_1(t) - S_2(t)$ - wartość maksymalna siły obwodowej na bębnie napędowym w czasie rozruchu,
 $\partial_{p \text{ dop}}$ - wg tablicy D.3.3 [L. 110].

Tablica D.3.3

Rodzaj silnika w napędzie	Typ sprzęgła w napędzie	Typ taśmy	$\partial_p \text{ dop}$
Klatkowy z normalną charakterystyką rozruchową	sztywne lub podatne hydrokinetyczne, śrutowe indukcyjne	tkaninowa	1,8 ÷ 2,0
		tkaninowa	1,5 ÷ 1,8
		tkaninowa	1,3 ÷ 1,5
Klatkowy z obniżoną charakterystyką rozruchową	sztywne lub podatne	tkaninowa	1,5 ÷ 1,7
Pierścieniowy	sztywne lub podatne	tkaninowa	1,2 ÷ 1,5
		z linkami stalowymi	1,3 ÷ 1,5

- współczynnik wytrzymałości taśmy [L. 110]:

$$\partial_s = \frac{S_1 \max}{K_B} \quad (D.3.4)$$

Jeżeli $\partial_s > 0,15$, to w napędzie należy zmienić warunki rozruchu ze względu na wytrzymałość taśmy.

- współczynnik jakości rozruchu [L. 110]:

$$\partial_r = \frac{\int_0^{t_r} S_1 dt}{S_{1 \max} t_r} \quad (D.3.5)$$

dla sprzęgieł nierozłącznych $0,5 < \partial_r < 1$,

dla sprzęgieł rozruchowych $0,4 < \partial_r < 0,75$,

t_r - czas rozruchu do chwili ustalenia obciążenia w taśmie przenośnika,

- współczynnik przeciążenia napędu [L. 78]:

$$\partial_b = \frac{I_{Zr} \frac{M_a}{M_{op}} + I_s}{I_s + I_{Zr}} \quad (D.3.6)$$

gdzie:

$I_s = I_w + I_{sp}$ - zredukowany moment bezwładności od strony bębna napędowego

$$I_{Zr} = (\delta - 1) J_s + \frac{I_k}{i_p^2 \eta_m}$$

$\delta = 1,05 + 1,15$ - współczynnik uwzględniający wpływ mas związanych z wałami pośrednimi przekładni; $\eta_m = f$ (tytu napędu),

Orientacyjne sprawności można przyjmować:

$\eta_m = 0,92$ dla napędu ze sprzęgłem nierozłącznym,

$\eta_m = 0,845$ dla napędu ze sprzęgłem rozruchowym,

I_k - zastępczy moment bezwładności mas związanych z bębniem napędowym,

M_{op} - moment oporu ruchu przenośnika zredukowany na wał sprzęgła

$$M_{op} = (W_g + W_d + W_H) \frac{D_{bn}}{2i_p \eta_m} \quad (D.3.7)$$

gdzie:

W_g - opory ruchu w cięgnię górnym,

W_d - opory ruchu w cięgnię dolnym,

W_H - opory na podniesienie nosiwa na wysokość H_p .

Współczynnik ∂_b jest tym większy, im silnik napędowy ma większy nadmiar momentu i im większa jest wartość zredukowanego momentu bezwładności I_{Zr} (rys. D.3.2). Orientacyjnie można przyjąć, że gdy $\partial_b > 1,3$, to napęd powinien posiadać sprzęgło rozruchowe.



Rys. D.3.2. Obszary stosowalności sprzęgieł rozruchowych i nierozłącznych w napędach przenośników taśmowych

D.3.2.3. Dobór napinania

Droga bębna napinającego:

$$L_{bn} = x_p' \max K_t, \quad (D.3.8)$$

gdzie:

x_p' - skok bębna napinającego (np. rys. 6.2),

K_t - współczynnik zapasu [L. 110],

$K_t = 1,5$ dla taśm tkaninowych,

$K_t = 1,2 + 1,3$ dla taśm z linkami stalowymi.

Droga obciążnika (skok):

$$H_o = x_p \max K_c \frac{1}{i_z}, \quad (D.3.9)$$

gdzie:

x_p - skok masy napinającej;

i_z - przełożenie olinowania,

$K_c = 1,3 + 1,4$ dla taśm tkaninowych,

$K_c = 1,2 + 1,3$ dla taśm z linkami stalowymi.

W przypadku gdy należy wyznaczyć masę wywołującą napięcie wstępne taśmy, to przyjmuje się $x_p(0)$ i m_p wyznacza się z warunków początkowych. Ocena poprawności doboru napinania może być dokonana na podstawie wskaźnika:

$$\psi = \frac{x_p \max}{x_p(0)} = 1,5 \div 3,0 \quad (D.3.10)$$

LITERATURA

- [1] Antoniak J. - Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Wyd. Śląsk, Katowice 1976.
- [2] Antoniak J. - Maszyny górnicze t. III. Wyd. Śląsk, Katowice 1980.
- [3] Antoniak J. - Obliczanie przenośników stosowanych w górnictwie. Wyd. Śląsk, Katowice 1970.
- [4] Antoniak J. - Transport kopalniany, Skrypt Pol. Śląskiej, Gliwice 1972.
- [5] Azarewicz S. - Napęd elektryczny urządzeń do napinania taśmy dużych przenośników taśmowych. Praca doktorska Pol. Wrocławskiej 1976.
- [6] Sacholdin A.A. i inni - Modelowanie paska lentocznego konwiejerów s odnobarabannym priwodom. Gornyj Zurnał nr 9/1963.
- [7] Bahr J. - Ergebnisse der Untersuchungen an der Bandenlage Möcheln, Freiburger Forschungshefte nr 192/1960.
- [8] Berman W.M., Krutlik A.W., Abasow K.A., Hurgin Z.J. - Matematyczne modele modelowania dynamicznych charakteristik priwoda gornych maszyn z gidromuftoj. Nauka 1974.
- [9] Bilicenko N.J. - Eksploatacionnyje rieżimy lentocznich konwiejerow. Izdatielstwo Techniczeskoj Litieratury USRR, Kijew 1964.
- [10] Bishop R., Gladwell G., Michelson S. - Macierzowa analiza drgań, WNT, Warszawa 1972.
- [11] Boroch H. - Drgania podłużne i obciążenia dynamiczne taśm przenośnikowych w ruchu nieustalonym. Prace Naukowe Instytutu Matematyki i Fizyki Teoretycznej Politechniki Wrocławskiej nr 7/1973.
- [12] Bura L. - Drgania podłużne taśmy przenośnikowej napędzanej silnikami klatkowymi. Informator o pracach GIG nr 12/1964.
- [13] Cannon R.H. - Dynamika układów fizycznych. WNT, Warszawa 1973.
- [14] Ciastoń A. - Teoretyczne podstawy kinetyki rozruchu modelu analogu przenośnika taśmowego. Praca doktorska. Politechnika Wrocławska 1967.
- [15] Czubak A. i in. - Maszyny i urządzenia transportowe kopalń odkrywkowych. Zespół Katedry Maszyn i Urządzeń Górniczych. AGH, PWN, Warszawa 1968.
- [16] Darski A., Kochanowski M., Kulig J., Szczerba Z. - Podatność skrętna, właściwości tłumiące, trwałość sprzęgieł z gumowymi wkładkami tulejkowymi. Praca OBRDiUT, Bytom. Zeszyt nr 6/1976.
- [17] Decowski A. - Wpływ sprężystości taśmy na rozruch długiego przenośnika. Prace GIG nr 623/1974.
- [18] Decowski A., Grajner S. - Dynamika rozruchu długiego przenośnika taśmowego napędzanego silnikami klatkowymi, IV Konferencja Dynamiki Maszyn, Kraków 1965.
- [19] Derski W., Ziemia S. - Analiza modeli reologicznych. PWN, Warszawa 1968.
- [20] Drozdowski Z., Majcherskiewicz Z. - Charakterystyka mechaniczna przenośników taśmowych. Prace Naukowe Instytutu Układów Elektromaszynowych Politechniki Wrocławskiej nr 1/1969.

- [21] Drozdowski Z. - Zastosowanie sprzęgieł indukcyjnych w napędach przenośników taśmowych. Węgiel Brunatny nr 3/1966.
- [22] Dumonteli P. - Ebaucha d'une theorie du demarrage des transporteurs a courroie. Revue de l'Industrie Minerale nr 3/1967 oraz nr 1/1969.
- [23] Duncan W.J. - A critical examination of the representation of massive and elastic bodies by rigid masses elastically connected - Quart J. Mech. Appl. Math. 5/1952.
- [24] Gawrilenko B.A., Minin W.A. - Gidrodinamiczeskije mufty. Oborongiz 1959.
- [25] Gładysiewicz L., Szymański J., Żur T. - Prędkość rozchodzenia się fali napięcia w cięgnach przenośnika taśmowego podczas rozruchu. Górnictwo Odkrywkowe nr 11/1976.
- [26] Gładysiewicz L., Osieka G., Szymański J. - Własności udarowe taśm przenośnikowych. Górnictwo Odkrywkowe nr 12/1977.
- [27] Gładysiewicz L., Hardygóra M., Żur T. - Model tkaninowej taśmy wieloprzekładowej. XVI Sympozjum Modelowania w Mechanice, PTMTS, Wisła 1977.
- [28] Gładysiewicz L., Szymański J., Żur T. - Model reologiczny taśmy przenośnikowej. XVI Sympozjum Modelowania w Mechanice, PTMTS, Wisła 1977.
- [29] Gładysiewicz L., Szymański J. - Identyfikacja własności udarowych taśm przenośnikowych. I Szkoła Jesienna. Podstawowe Problemy Transportu Kopalnianego, Bierutowice 1978.
- [30] Gładysiewicz L. - Modelowanie rozruchu długich przenośników taśmowych. II Szkoła Jesienna. Bierutowice 1979.
- [31] Goździecki M., Świątkiewicz H. - Przenośniki. WNT, Warszawa 1979.
- [32] Grajner S. - Skrócenie czasu programu rozruchu dużych taśmociągów. Informator o pracach GIG nr 12/1969.
- [33] Hardygóra M. - Metoda doboru taśm tkaninowo-gumowych z uwzględnieniem losowej zmienności wytrzymałości przekładek i nierówności rozkładu obciążeń. Praca doktorska (nieopublikowana). Polit. Wrocławska 1977.
- [34] Hardygóra M. - Metoda pobierania próbek do badań wytrzymałościowych taśm przenośnikowych produkcji krajowej. Górnictwo Odkrywkowe nr 3-4/1978.
- [35] Hawelka Z. - Zur Theorie des Gurtbandförderers - Hebezeuge u. Fördermittel nr 2/1963.
- [36] Hetman B. - Dynamika jednowymiarowych układów dyskretno-ciągłych. Praca doktorska (nieopublikowana). Pol. Wrocławska 1980.
- [37] Hetman B., Bereś W. - Dynamika rozruchu cięgna przenośnika z uwzględnieniem dyskretnego rozkładu mas. II Szkoła Jesienna. Bierutowice 1979.
- [38] Jabłoński R. - Reologiczny liniowy model standardowy taśm przenośnikowych. I Szkoła Jesienna. Bierutowice 1978.
- [39] Jabłoński R. - Dyskretny model przenośnika taśmowego z uwzględnieniem reologicznych własności taśmy. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 5/1980.
- [40] Karolewski B. - Matematyczny model układu napędowego przenośnika taśmowego. Praca doktorska (nieopublikowana). Pol. Wrocławska 1977.
- [41] Karolewski B. - Parametry modeli taśm przenośnikowych. Górnictwo Odkrywkowe nr 7-8/1979.
- [42] Katalog - Sprzęgła hydrokinetyczne SH, SHA, SHB - Prace ZKMPW. Poradnik nr 267. Gliwice 1974.
- [43] Kickbusch E. - Föttinger Kopplungen und Föttinger Getriebe - Springer Verlag 1963.

- [44] Kiryłowski J.L., Jaremienko O.W. - Rasczot razgona sistiemy z gidrodinamiczeskoj muftoj. Wiestnik Maszinstrojenija nr 11/1973.
- [45] Klich A., Wolny S. - Dynamika sztywnego prowadzenia maszyn wydobywanych z przewodnicami krążkowymi. XV Sympozjum Optymalizacja w Mechanice, PTMTS, Wisła 1976.
- [46] Klich A., Wójcik M. - Zastosowanie dyskretnego modelu urządzenia wyciągowego do analizy dynamiki awaryjnego hamowania. XV Sympozjum Optymalizacja w Mechanice, PTMTS, Wisła 1976.
- [47] Kochenburger R.J. - Modelowanie układów dynamicznych przy użyciu maszyn matematycznych. WNT, Warszawa 1975.
- [48] Korotkow A.A., Margun N.G. - Demfirujeszczije swojstwa gidrodinamiczeskich muft. Nauka 1973.
- [49] Kruszewski L., Podsiadło A., Węglarski W., Zabawa M. - Model matematyczny dynamiki dwunapędowego kombajnu węglowego. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Górnictwo nr 62/1975.
- [50] Kudriawcew J.B. - Rasczot na EMC Kritilnych sistiem z gidrodinamiczeskimi muftami. Wiestnik maszinstrojenija nr 11/1973.
- [51] Lenart A. - Ogólne zasady doboru układów napędowych do przenośników taśmowych. Węgiel Brunatny nr 1-2/1961.
- [52] Markusik S. - Sprzęgła śrutowe w napędach maszyn transportu ciągłego. Górnictwo Odkrywkowe nr 11/1976.
- [53] Markusik S., Bułkowska D. - Analiza metod obliczeń przenośników taśmowych. Energetyka nr 1/1976.
- [54] Markusik S. - Sprzęgła indukcyjne w napędach maszyn transportowych. Przegląd Mechaniczny nr 5/1975.
- [55] Markusik S. - Sprzęgła hydrokinetyczne i indukcyjne w napędach wielosilnikowych dużych przenośników taśmowych. Przegląd Mechaniczny nr 3/1976.
- [56] Markusik S., Kulig J., Jonek J. - Rozruch dużych przenośników taśmowych. Praca OBRDiUT, Bytom (nieopublikowana) nr BZ-482012/1978.
- [57] Markusik S. - Badanie dynamiki rozruchu dużych przenośników taśmowych urządzeń nawęglania w energetyce. Etap I - Opracowanie algorytmu obliczeń modeli przenośników. Praca OBRDiUT, Bytom (nieopublikowana) nr BP-482012/1979.
- [58] Markusik S., Kulig J. - Badania dynamiki rozruchu dużych przenośników taśmowych urządzeń nawęglania w energetyce. Etap IIa - Projekt pracy doświadczalnej. Praca OBRDiUT, Bytom (nieopublikowana) nr DR-482013/1980.
- [59] Markusik S., Kulig J. - Badania dynamiki rozruchu długich przenośników taśmowych urządzeń nawęglania w energetyce. Etap II - Badania modułów sprężystości i lepkości tłumienia taśm. Etap III - Badania eksploatacyjne wybranych przenośników taśmowych. Prace OBRDiUT, Bytom (nieopublikowana) nr DR + DW-482013/1980.
- [60] Markusik S. - Badania dynamiki rozruchu dużych przenośników taśmowych urządzeń nawęglania w energetyce. Etap IV - Podsumowanie badań i wnioski. Prace OBRDiUT, Bytom (nieopublikowane) nr BW-482013/1980.
- [61] Markusik S., Rynik J. - Możliwość zastosowania sprzęgieł indukcyjnych w napędach przenośników zgrzeblowych i zespołów strugowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Górnictwo z. 72/1976.
- [62] Markusik S. - Sprzęgła mechaniczne. WNT, Warszawa 1979.
- [63] Markusik S., Jonek J. - Modelowanie dynamiki rozruchu przenośnika taśmowego. XVIII Sympozjum Modelowanie w Mechanice, PTMTS, Wisła 1979.
- [64] Markusik S. - Dynamika rozruchu przenośnika taśmowego. II Szkoła Jesienna. Podstawowe Problemy Transportu Kopalnianego, Bierutowice 1979.
- [65] Markusik S., Jonek J. - Model dynamiczny przenośnika taśmowego. IX Sympozjum Podstaw Konstrukcji Maszyn. Gliwice 1979.

- [66] Markusik S. - Dynamika rozruchu przenośników taśmowych. Przegląd Mechaniczny 23/1979.
- [67] Markusik S. - Modelowanie rozruchu przenośnika taśmowego. II Konferencja Metody i Środki Projektowania Automatycznego. Warszawa 1979.
- [68] Markusik S. - Dynamika rozruchu przenośnika taśmowego z napędem ze sprzęgłem podatnym. XIX Sympozjum Modelowanie w Mechanice, PTMTS, Szczyrk 1980.
- [69] Markusik S. - Zastosowanie i projektowanie długich przenośników taśmowych. Referat wygłoszony na posiedzeniu Komisji Transportu PAN, Katowice, Listopad 1980.
- [70] Markusik S. - Modelowanie stanów dynamicznych przenośników taśmowych. XX Sympozjum Modelowanie w Mechanice, PTMTS, Wisła 1981.
- [71] Metting A., Vierling P. - Zum dynamischen Verhalten von Gummifördergurten mit Gewabeanlagen. Teil 1 i 2 - Fördern u. Haben nr 5 i 6/1962.
- [72] Osiński Z. - Tłumienie drgań mechanicznych. PWT, Warszawa 1979.
- [73] Osiński Z. - Dobór charakterystyki sprzęgła podatnego. Przegląd Mechaniczny nr 11/1970.
- [74] Pankratow S.A. - Dynamika maszyn dla odkrytych górnych i ziemlanych robót - Maszynostrojenije rieżimow moszcznych lentocznych konwiejerow. Dietali maszyn i podjemnotransportnyje maszyny. Kijew 1967.
- [75] Pankratow S.A. - Osnovy dynamiczeskogo rasczota lentocznych konwiejerow. Trudy Uniwersiteta. Družby Narodow im. P. Lumumby. Tom XIII w. 1.
- [76] Pankratow S.A., Kielen O.J. - Opriedielenije czastotnych charakteristik kolebanij lentocznych konwiejerow w zawisimosti od miesta raspołozhenija priwodnogo barabana. Izwiestia Wysszich Uczebnich Zawiedienij, Gornyj Żurnał nr 1/1964.
- [77] Pełczewski W. - Sprzęgła elektromagnetyczne. WNT, Warszawa 1965.
- [78] Piątkiewicz A., Sobolski R. - Dźwignice t. I. WNT, Warszawa 1978.
- [79] Pieńkowski K. - Stany dynamiczne i praca ustalona napędu przenośników taśmowych o ujemnym kącie nachylenia. Praca doktorska (niepublikowana), Pol. Wrocławska 1980.
- [80] Polakow N.S., Biliczenko N.J., Zawgorodnij J.H. - Niekotoryje woprosy issledowanija puskowych rieżimow roboty lentocznych konwiejerow. Izwiestia Wysszich Uczebnich Zawiedienij, Gornyj Żurnał nr 12/1962.
- [81] Praca zbiorowa - Dynamika Maszyn. Zakł. Narod. im. Ossolińskich PAN, Wrocław 1979.
- [82] Praca zbiorowa - Elektroenergetyczne procesy przejściowe w asynchronicznym napędzie elektrycznym. WNT, Warszawa 1969.
- [83] Puchała A. - Dynamika maszyn i układów elektromechanicznych. PWN, Warszawa 1977.
- [84] Puchała A., Noga M., Gołębiowski L. - Zbiór zadań z dynamiki maszyn i układów elektromechanicznych. PWN, Warszawa 1979.
- [85] Reiner M. - Reologia stosowana. PWN, Warszawa 1958.
- [86] Richolm I. - Über das dynamische Verhalten Gurtbandforderer während des Anlaufs - Bergbautechnik nr 3/1970.
- [87] Rozwadowski E. - Opracowanie metody obliczeń rozszerzonych charakterystyk sprzęgieł hydrokinetycznych rozruchowo-przeciążeniowych typu SH. Praca Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1974 (niepublikowane).
- [88] Spiwakowski A.O., Dimitriew W.G. - Teoreticzeskije osnovy rasczota lentocznych konwiejerow. Izdatielstwo Nauka, Moskwa 1977.
- [89] Spiwakowski A.O. i inni - Transport szacht i karjerow. Niedra, Moskwa 1971.

- [90] Szachmester Ł.G., Dimitriew W.G. - Teoria i rasczot lentocznych konwiejerow. Maszynostrojenije, Moskwa 1978.
- [91] Szklerski L. i inni - Dynamika układów elektromechanicznych. PWN, Warszawa - Kraków 1963.
- [92] Sztokman I.G. - Dinamiczeskije procesy w gibkich tiagowych organach pri nieustannowiszemsje dwiżenii. Woprosy Rudniczego Transporta, wydanie 2. Ugletiechizdat, Moskwa 1957.
- [93] Szydelski Z. - Sprzęgła hydrokinetyczne. WNT, Warszawa 1965.
- [94] Szymański J. - Prędkość rozchodzenia się fali napięcia w taśmach przenośników. Praca doktorska (niepublikowana) Pol. Wrocławska 1976.
- [95] Ściegosz W. - Obliczenia podstawowe przenośników taśmowych. Zeszyty problemowe COBPGO "POLTEGOR", Wrocław nr 43/1972.
- [96] Ściegosz W. - Naprężenia w taśmie przenośnika. Węgiel Brunatny nr 1/1962.
- [97] Tylikowski A. - O pewnym modelu dynamiki kombajnu. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Górnictwo z. 62/1975.
- [98] Vierling A. - Ergebnisse weiterer Messungen an Förderbandenlagen. Braunkohle, Wärme u. Energie nr 2/1961.
- [99] Wajs K. - Metody indentyfikacji elementów napędowych. PWN, Warszawa 1970.
- [100] Wichler J. - Problemy indentyfikacji systemów technicznych ze szczególnym uwzględnieniem układów mechanicznych. Prace TPPT PAN, Warszawa 1975.
- [101] Wieczorek J. i inni - Zastosowanie silników klatkowych o mocy 320 kW do napędu przenośników taśmowych. Praca COBPGO "POLTEGOR" Wrocław 1970 (niepublikowana).
- [102] Wojnarowski J. - Grafy i liczby strukturalne jako modele układów mechanicznych. Wyd. PTMTS Pol. Śl. Gliwice nr 38/1977.
- [103] Wojnarowski J., Buchacz A. - Zastosowanie grafów i liczb strukturalnych wyższej kategorii w modelowaniu układów mechanicznych. XVI Sympozjum PTMTS Modelowanie w Mechanice, Wisła 1977.
- [104] Wojnarowski J., Kropka J. - Modelowanie układów mechanicznych za pomocą grafów sprzężeń. XVI Sympozjum PTMTS Modelowanie w Mechanice, Wisła 1977.
- [105] Wojnarowski J., Wróbel G. - Wybór sposobu modelowania układu mechanicznego do analizy dynamicznej metodą liczb strukturalnych. XIX Sympozjum PTMTS - Modelowanie w Mechanice, Szczyrk 1980.
- [106] Wojnicki R., Sikora R. - Analiza modelowa dynamiki przenośnika taśmowego. Zeszyty Specjalne COBPGO "POLTEGOR" Wrocław nr 58/1972.
- [107] Żur T. - Transport taśmowy w kopalniach odkrywkowych. Wyd. Śląsk, Katowice 1966.
- [108] Żur T. - Metoda obliczania trwałości taśm przenośnikowych. Górnictwo Odkrywkowe nr 1/1975.
- [109] Żur T. - Dynamika rozruchu nieobciążonych przenośników taśmowych. Węgiel Brunatny nr 1-2/1961.
- [110] Żur T. - Przenośniki taśmowe w górnictwie. Wyd. Śląsk, Katowice 1979.

DYNAMIKA ROZRUCHU PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH
Z NAPĘDEM JEDNO- LUB DWUBĘBNOwym CZOŁOWYM

S t r e s z c z e n i e

Celem niniejszej pracy było stworzenie ogólnego modelu fizycznego i matematycznego przenośników taśmowych, stosowanych w górnictwie podziemnym oraz energetyce o długościach poniżej 1000 m, wydajności $Q_t < 2000$ t/h oraz mocy napędu $N < 630$ kW; umożliwiającego analizę procesów nieustalonych w przenośnikach. Zaproponowane w pracy modele przenośników taśmowych umożliwiają projektantom tych maszyn dialog z maszyną cyfrową, dzięki możliwości rozwiązania równań ruchu opisujących stany nieustalone przenośników taśmowych na EMC. Opracowane modele przenośników taśmowych pozwalają dokonać optymalnego wyboru silnika elektrycznego, taśmy, sprzęgła, urządzeń wywołujących naciąg taśmy oraz wyznaczać przebiegi prędkości, sił i przemieszczeń w dowolnym punkcie przenośnika. Praca składa się w zasadzie z pięciu głównych części. W części pierwszej omówiono prace opublikowane w kraju i za granicą w zakresie modelowania stanów nieustalonych przenośników taśmowych. W drugiej części przedstawiono modele podstawowych elementów i zespołów przenośnika taśmowego. W części tej podano modele matematyczne elementów napędu przenośnika, oporów ruchu i napinania taśmy. Trzecia część pracy poświęcona jest zagadnieniu wyboru właściwego modelu reologicznego taśmy przenośnikowej. Przedstawiono analityczne rozwiązanie modeli reologicznych taśmy: dwuparametrowego, trój- i czteroparametrowego. W części czwartej pracy podano zasady budowy modeli mechanicznych przenośników taśmowych. Omówiono zasady modelowania przenośników jako układów ciągłych i dyskretnych zalecając do stosowania modelowanie dyskretnie. W piątej części pracy dokonano weryfikacji przyjętego do ostatecznych obliczeń inżynierskich modelu taśmy oraz modelu mechanicznego przenośnika taśmowego.

Dokonano porównania uzyskanych wyników pomiarów na przenośniku taśmowym pracującym w Elektrowni Rybnik z wynikami obliczeń modelu przenośnika uzyskanymi z maszyny cyfrowej. Prace zakończono podaniem wniosków oraz kierunków dalszych badań nad dynamiką rozruchu przenośników taśmowych.

ДИНАМИКА ЗАПУСКА ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ
С ОДНО- ИЛИ ДВУХБАРАБАННЫМ ТОРЦОВЫМ ПРИВОДОМ

Р е з ю м е

Целью настоящего труда было создание общей физической и математической модели ленточных конвейеров, применяемых в подземных горных делах, а также энергетике, для длины ниже 1000 м, производительности $Q < 2000$ тон в час а также мощности привода $N < 630$ кв, представляющей возможность анализа нестационарных процессов в конвейерах. Предложенные в труде модели ленточных конвейеров предоставляют проектировщикам этих машин диалог с цифровой вычислительной машиной, благодаря возможности решений уравнений движения описываемых нестационарные процессы ленточных конвейеров на ЭВМ. Разработанные модели ленточных конвейеров позволяют совершать оптимальный выбор: электро-двигателя, ленты, муфты, устройств вызывающих натяжение ленты, а также определять пробег скорости, сил и перемещений в произвольном пункте конвейера.

В основном работа состоит из пяти главных частей:

В первой части оговорено существующее до сих пор состояние знаний по объему моделирования нестационарных процессов ленточных конвейеров.

Во второй части представлены модели основных элементов и узлов ленточного конвейера. В этой части даны математические модели элементов привода конвейера, сопротивлений движения и натяжения ленты.

Третья часть труда посвящена проблеме выбора надлежащей реологической модели ленты конвейера. Представлено аналитическое решение реологических моделей ленты: двух-, трех- и четырехпараметрической.

В четвертой части труда поданы принципы моделирования механических ленточных конвейеров. Оговорено принципы моделирования конвейеров, как непрерывных и дискретных систем, предлагая применение дискретного моделирования.

В пятой части труда произведено проверку принятой к конечным инженерским расчетам модели ленты, а также модели механического ленточного конвейера. Произведено сравнения результатов измерений ленточного конвейера, работающего на Электростанции "Рыбник", с результатами расчетов модели конвейера, полученными от цифровой вычислительной машины.

Труд окончен подачей предложений, а также направлений дальнейших испытаний над динамикой запуска ленточных конвейеров.

DYNAMICS OF SETTING IN MOTION CONVEYORS BELTS WITH ONE OR
TWO-DRUM FRONTAL PROPULSION

S u m m a r y

The object of this work was to design universal physical and mathematical model of conveyors belts which used in industry of mining and power engineering, to length under 1000 m, capacities $Q_t < 2000$ ton per hour and power of propulsion $N < 630$ kW, make possible analysis of dynamics in the conveyors. It has been proposed in the work that models of conveyors belts giving possibility for designers of those machines make a dialogue with a computer, owing to the possible solution of the motion equations describing the dynamics of conveyors belts on computer. The worked out models of conveyors belts permit to achieve the best choice of electric engine, belt coupling, mechanisms causing the strain of belt as well as to determine the courses of velocity, forces and displacements at whatever point of the conveyor. The work consists of five main parts. In the first part of the paper the knowledge we have had so far in the field of dynamics conveyors belts has been discussed. In the second part of the paper models of fundamental elements and groups of conveyor belt have been presented. In this part mathematical models of elements propulsion of the conveyor the resistance of motion and strain band have been given. The third part of the work is devoted to the choice problem of rheological properties of the belt conveyor. Theoretical solution of rheological models of two - parameters, three and four - parameters has been presented. In the fourth part of the work the principles of building mechanical models of the conveyor belts have been given. The principles of modeling conveyors belt as continuous schemes and discrete schemes, recommending to use discrete modeling have been discussed. In the fifth part of the work verification of the model of band accepted for final engineering solutions and the mechanical model of the conveyor belt has been achieved. The comparison of results obtained from measurements on conveyor belt working in the Power Station at Rybnik with results of the conveyor model obtained from the computer has been achieved. The work finishes with conclusions and directions to continue research on dynamics of setting conveyor belts.



P 3352 | 82 | 114

**WYDAWNICTWA NAUKOWE I DYDAKTYCZNE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
MOŻNA NABYĆ W NASTĘPUJĄCYCH PLACÓWKACH:**

- 44-100 Gliwice — Księgarnia nr 096, ul. Konstytucji 14 b
44-160 Gliwice — Spółdzielnia Studencka, ul. Wrocławska 4 a
46-950 Katowice — Księgarnia nr 015, ul. Żwirki i Wigury 33
46-096 Katowice — Księgarnia nr 005, ul. 3 Maja 12
41-900 Bytom — Księgarnia nr 042, Pl. Kościuszki 10
41-500 Chorzów — Księgarnia nr 063, ul. Wolności 22
41-300 Dąbrowa Górnicza — Księgarnia nr 081, ul. ZBoWiD-u 2
47-400 Racibórz — Księgarnia nr 148, ul. Odrzańska 1
44-200 Rybnik — Księgarnia nr 102, Rynek 1
41-200 Sosnowiec — Księgarnia nr 181, ul. Zwycięstwa 7
41-800 Zabrze — Księgarnia nr 230, ul. Wolności 268
00-901 Warszawa — Ośrodek Rozpowszechniania Wydawnictw Naukowych PAN —
Pałac Kultury i Nauki

Wszystkie wydawnictwa naukowe i dydaktyczne zamawiać można poprzez Składnicę Księgarską w Warszawie, ul. Mazowiecka 9.