

LECH GŁADYSIEWICZ

**PRZENOŚNIKI TAŚMOWE
TEORIA I OBLICZENIA**



**OFICYNA WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ
WROCŁAW 2003**

Recenzent
Jerzy Antoniak

Redaktor
Alicja Kordas

Korekta
Maria Izbicka

Projekt okładki
Justyna Godlewska

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003

ISBN 83-7085-737-X

Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 750/2003

SPIS RZECZY

WSTĘP.....	5
1. PODSTAWY TEORETYCZNE OBLICZEŃ PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH.....	7
1.1. Modelowanie własności taśmy przenośnikowej.....	7
1.1.1. Własności reologiczne taśmy przenośnikowej.....	8
1.1.2. Falowy charakter propagacji naprężeń w taśmie przenośnikowej.....	20
1.1.3. Linia ugięcia taśmy między zestawami krążnikowymi.....	30
1.1.4. Sztywność zginania taśmy.....	36
1.2. Sprzężenie cierne między taśmą i bębniem napędowym.....	49
2. DOBÓR PODSTAWOWYCH PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH PRZENOŚNIKA.....	64
2.1. Wydajność przenośnika taśmowego.....	64
2.2. Opory ruchu przenośnika taśmowego wyznaczone metodą podstawową.....	69
2.3. Wyznaczanie parametrów napędu.....	82
2.4. Dobór siły napinającej oraz wyznaczanie sił w taśmie w ruchu ustalonym... ..	84
2.5. Dobór taśmy.....	95
2.6. Dobór średnicy bębniów.....	100
2.7. Dobór odcinków przejściowych.....	102
2.8. Dobór odległości zestawów krążnikowych.....	105
3. OBCIĄŻENIA KRAŻNIKÓW I ZESTAWÓW KRAŻNIKOWYCH.....	117
3.1. Siły statyczne wywołane ciężarem taśmy i zgięciem poprzecznym.....	117
3.2. Reakcje na krzywoliniowych odcinkach trasy przenośnika.....	123
3.3. Reakcje na krążnikach wywołane działaniem urobku.....	141
3.4. Wypadkowe reakcje na krążnikach z uwzględnieniem sił tarcia między taśmą i krążnikami.....	159
4. OPORY RUCHU PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO.....	162
4.1. Opory główne.....	165
4.1.1. Opór toczenia taśmy.....	165
4.1.2. Opór przeginania taśmy.....	176
4.1.3. Opór falowania urobku.....	180
4.1.4. Opór obracania krążników.....	183

4.1.5. Opór tarcia (ślizgania) taśmy na krążnikach	186
4.2. Opory skupione	208
4.2.1. Opory w miejscu podawania urobku.....	208
4.2.2. Opory ruchu na bębnach	216
4.2.3. Opory ruchu na urządzeniach czyszczących	218
5. OBLICZANIE PRZENOŚNIKÓW KRZYWOLINIOWYCH	227
6. OBLICZANIE NAPĘDÓW PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH.....	240
6.1. Napędy wielobębnowe	240
6.1.1. Napęd dwubębnowy na stacji czołowej	243
6.1.2. Napęd dwubębnowy rozdzielony	253
6.2. Napęd pośredni taśmowy	256
6.3. Napęd krążnikowy.....	268
7. DYNAMIKA PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH	277
7.1. Redukcja mas przenośnika taśmowego	277
7.2. Modelowanie własności taśmy	288
7.3. Równania ruchu dla modelu przenośnika.....	290
7.4. Modelowanie napędu	295
7.5. Modelowanie oporów ruchu.....	303
7.6. Przebiegi rozruchu przenośników taśmowych	306
LITERATURA	313

WSTĘP

Przenośniki taśmowe, dzięki prostej budowie, dużej niezawodności, względnie małemu zużyciu energii, są podstawowym środkiem transportu materiałów sypkich i ziarnistych. Udoskonalony transport taśmowy wzbudził w ostatnich latach duże zainteresowanie, oprócz górnictwa powszechnie jest stosowany w: energetyce, hutnictwie oraz w innych gałęziach przemysłu (zakłady chemiczne, porty przeładunkowe, place składowe itp.). Po opanowaniu technologii łączenia taśm o wytrzymałości dochodzącej do 8100 kN/m współczesne przenośniki taśmowe są zdolne do transportu z wydajnością do 50 000 t/h. Pojedynczym przenośnikiem taśmowym można pokonać obecnie trasę długości do 30 km oraz różnicę poziomów do 1 km. Coraz częściej ciągi transportowe składające się z krótkich pojedynczych przenośników zastępuje się przenośnikami długimi. Możliwości takie uzyskuje się nie tylko dzięki coraz lepszym taśmom i napędom, ale również w wyniku stosowania przenośników krzywoliniowych (z krzywizną w płaszczyźnie poziomej). Wydłużenia trasy pojedynczego przenośnika lub zwiększenie wysokości podnoszenia bez konieczności stosowania taśmy o wyższej klasie wytrzymałości umożliwiają napędy pośrednie lub pojawiające się coraz częściej inne niekonwencjonalne napędy rozproszone. Zakres zastosowania transportu taśmowego istotnie zwiększył się także po wprowadzeniu do eksploatacji przenośników rurowych, dających możliwość szczelnego zamknięcia transportowanego urobku.

Podstawą projektowania maszyn, w tym również i przenośników taśmowych, są obliczenia. Źródłem wiedzy są badania, na podstawie których tworzona jest teoria. Teoria i obliczenia są zatem nierozłączne. Bez teorii uwzględniającej wszystkie istotne wielkości wpływowe nie ma dobrych (sprawdzających się w praktyce) obliczeń, a więc nie może też powstać dobra (optymalnie zaprojektowana) maszyna. Współczesne projektowanie w technice opiera się na zaawansowanych metodach obliczeniowych (mających swe źródło w teorii) oraz korzysta się z możliwości techniki komputerowej. Szczególnie w obliczeniach przenośników taśmowych, gdzie każde urządzenie – mimo zastosowania typowych elementów i podzespołów – nie jest rozwiązaniem powtarzalnym, niezbędne są symulacyjne obliczenia wielowariantowe. Tylko taki sposób postępowania gwarantuje wytypowanie rozwiązań racjonalnych już we wczesnych fazach projektowania.

Niniejsza książka, przeznaczona dla inżynierów, projektantów i studentów, zawiera zestaw algorytmów umożliwiających przeprowadzenie pełnego cyklu obliczeń dowolnego typu przenośnika taśmowego (w tym również przenośnika krzywoliniowego, przenośnika rurowego oraz przenośnika wielonapędowego z napędami rozłokowanymi nie tylko na stacji czołowej i zwrotnej). Dla lepszego zrozumienia zależności obliczeniowych podano założenia i wyprowadzenia ważniejszych wzorów, dzięki czemu książka może pełnić funkcję podręcznika akademickiego. Aby ułatwić Czytelnikowi analizowanie wielu założeń i koniecznych uproszczeń oraz w celu uniknięcia powtórzeń przy omawianiu wielu podobnych zagadnień, książkę rozpoczyna rozdział zawierający podstawy teoretyczne obliczeń. Ze względu na złożoność zagadnień, znaczną liczbę parametrów oraz szeroką skalę możliwych wyników, algorytmy cząstkowe uzupełniono przykładami obliczeń. Wykorzystując przedstawione zależności i ich wyprowadzenia można się pokusić o tworzenie własnych programów obliczeniowych, dostosowanych do specyficznych wymagań w przypadku tworzenia nowych konstrukcji. Przedstawione metody obliczeń są to przeważnie algorytmy autorskie powstałe w wyniku wieloletnich badań własnych, jak i modyfikacji dotychczasowych metod obliczeniowych. Na podstawie tych algorytmów opracowano w Instytucie Górnictwa Politechniki Wrocławskiej system komputerowy o nazwie TASMTEST, przeznaczony do wspomagania projektowania całej klasy przenośników taśmowych. System ten stosują z powodzeniem Zakłady Mechaniczne „Legmet” Sp. z o.o., Fabryka Maszyn i Urządzeń „Famak” S.A. w Kluczborku oraz kopalnie węgla brunatnego „Turów”, „Bełchatów” i „Konin”.

Przedstawione w książce metody i algorytmy obliczeń wielokrotnie sprawdziły się w praktyce. Na podstawie omówionych metod obliczeń powstało kilka prototypowych przenośników. W tej grupie należy wymienić pierwszy w Polsce przenośnik rurowy pracujący w hucie miedzi „Głogów”, przenośnik z taśmowym napędem pośrednim w kopalni miedzi „Rudna”, pierwszy w polskim górnictwie odkrywkowym przenośnik krzywoliniowy pracujący w kopalni „Turów” oraz modułowy przenośnik taśmowy typu „Legmet 2000” zastosowany w rejonie eksploatacji niskich pokładów rudy miedzi w kopalni „Polkowice-Sieroszowice”.

W książce zrezygnowano z opisu konstrukcji podzespołów i elementów. Nie omówiono również wymagań w zakresie wydajności i gabarytów przenośników oraz metod ich doboru do konkretnych zadań transportowych. Zagadnienia te szczegółowo opisano w pracy T. Żura i M. Hardygóry pt. *Przenośniki taśmowe w górnictwie*. Do niezbędnego minimum ograniczono również zagadnienia związane z taśmami. Wyczerpujący opis problemów konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych taśm przenośnikowych i ich połączeń zawiera praca zbiorowa pt. *Taśmy przenośnikowe*.

1. PODSTAWY TEORETYCZNE OBLICZEŃ PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH

1.1. Modelowanie właściwości taśmy przenośnikowej

Taśma przenośnikowa stanowi konstrukcję wielowarstwową, złożoną co najmniej z trzech warstw: dwóch okładek ochronnych (bieżnej i nośnej) oraz rdzenia. W taśmie tkaninowej wieloprzekładkowej sam rdzeń stanowi strukturę wielowarstwową o bardzo różniących się właściwościach pomiędzy pojedynczymi przekładkami oraz gumą międzyprzekładkową. W przypadku taśmy z linkami stalowymi rdzeń składa się z równolegle rozmieszczonych po szerokości taśmy linek stalowych i warstw gumy rdzeniowej o innych właściwościach niż guma okładkowa. Wszystkie tworzywa stosowane w produkcji taśm, a więc: guma, PCW, bawełna, poliamidy, poliestry i aramidy, charakteryzują się silną nieliniowością fizyczną i tłumieniem. Taśma podczas pracy na przenośniku jest poddawana zmiennym w czasie obciążeniom, nie tylko w stanach nieustalonych, ale również w ruchu ustalonym.

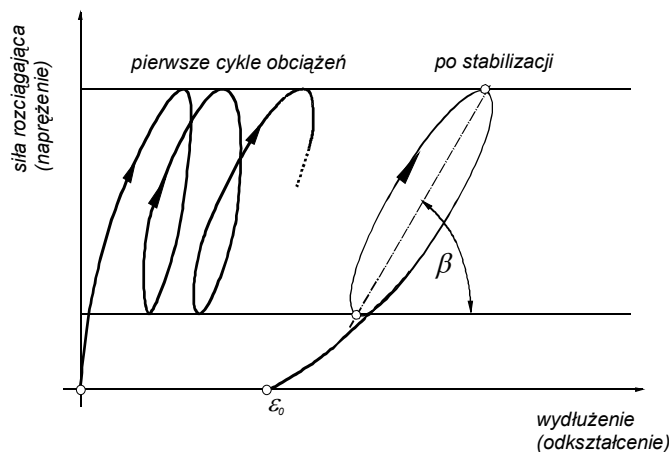
Do typowych procesów wyróżniających taśmę pod względem zmiennych obciążeń zalicza się:

- ↓ zmieniające się, w zależności od miejsca na trasie oraz chwilowej strugi urobku, siły rozciągające w ruchu ustalonym;
- ↓ silne oscylacje sił o różnym charakterze w zależności od miejsca na trasie przenośnika w czasie rozruchu i hamowania;
- ↓ cyklicznie się powtarzające na każdej podporze krążnikowej naciski i zginanie poprzeczne;
 - ↓ wielokrotne zginanie taśmy na bębnach;
 - ↓ nierównomierność obciążeń rdzenia taśmy na odcinkach przejściowych i krzywiznach trasy;
 - ↓ narastające w czasie trwałe odkształcenia w wyniku wielokrotnie powtarzających się obciążeń;
 - ↓ zależność modułu sprężystości taśmy od szybkości narastania naprężeń,
 - ↓ zmiany modułu sprężystości taśmy (i innych parametrów) w trakcie eksploatacji.

1.1.1. Właściwości reologiczne taśmy przenośnikowej

Typowe zmiany właściwości taśmy przy wielokrotnych cyklicznych obciążeniach rozciągających zilustrowano na rysunku 1.1. Przedstawiony wykres zawiera przebieg siły rozciągającej taśmę w funkcji wydłużeń, w zakresie zmian sił odpowiadającym naprężeniom eksploatacyjnym na przenośniku. Każdemu pojedynczemu cyklowi odpowiada pętla histerezy, odwzorowująca zmiany, jakie następują w jednym pełnym obiegu taśmy na przenośniku. Dla taśmy nowej typowe jest przesuwanie się pętli histerezy (w prawo na wykresie) tak, że stabilizacja obserwowanych przebiegów następuje dopiero po wielu cyklach. Właściwości te dotyczą przede wszystkim taśm tkaninowych, ale obserwuje się je także – aczkolwiek w mniejszym zakresie – w taśmach z linkami stalowymi.

W zależności od materiału rdzenia taśmy tkaninowej spadek modułu sprężystości podłużnej taśmy w czasie może być różny. Dowodem na malejącą w czasie wartość modułu sprężystości taśmy jest zmniejszanie się kąta nachylenia pętli histerezy β (rys. 1.1).



Rys. 1.1. Właściwości taśmy w trakcie cyklicznego rozciągania (ε_0 – odkształcenie trwałe taśm, moduł sprężystości podłużnej $E = \tan \beta$)

Charakterystyczne dla wszystkich typów taśm są trwałe odkształcenia (wydłużenia), pozostające po zdjęciu obciążenia, oraz szybkie narastanie odkształceń trwałych w pierwszym okresie eksploatacji taśmy nowej i ich stabilizacja po określonym czasie. Ze względu na nieliniową zależność naprężeń od odkształceń (rys. 1.1) moduły sprężystości taśmy wyznacza się dla zadanego przedziału zmian obciążeń. Najczęściej przedziałem tym jest wstępnie oszacowany zakres zmian sił rozciągających taśmę na przenośniku w ruchu ustalonym. W odniesieniu do nominalnej wytrzymałości taśmy na zrywanie jest to przeważnie zakres 5–20% naprężeń zrywających.

Zależnie od długości przenośnika przedziały czasowe ruchu ustalonego, w których następują zmiany jednostkowych sił (naprężeń) w taśmie, wynoszą od kilkunastu do kilkuset sekund. W trakcie rozruchu zmiany sił w taśmie (naprężeń) są

większe i następują w wielokrotnie krótszych przedziałach czasu (od kilku do kilkudziesięciu sekund). Moduł sprężystości taśmy jest wtedy wyraźnie większy niż przy wolniejszych zmianach naprężeń. W celu uwzględnienia tych zjawisk w metodach obliczeniowych stosowane są zastępcze modele reologiczne [4, 11, 14, 27, 41, 42, 48, 53]. Nie wszystkie właściwości taśmy można odwzorować modelami zastępczymi, na przykład nieliniowość fizyczną (zmiany w czasie i w zależności od naprężeń modułu sprężystości). W rozważaniach teoretycznych, stanowiących podstawy praktycznych metod obliczeniowych, można wyróżnić trzy modele zastępcze: jednoparametrowy model sprężysty (rys. 1.2a), dwuparametrowy model Kelvina–Voigtha (rys. 1.2b) oraz trójparametrowy model standardowy, będący szeregowym połączeniem dwóch poprzednich modeli (rys. 1.2c). Opisy zachowania się taśmy bardziej złożonymi, wieloparametrowymi modelami [41, 48] komplikują istotnie obliczenia i przy jednoczesnym rozrzucie parametrów przyjmowanych jako stałe modelu oraz mało precyzyjnych metodach ich wyznaczania nie są stosowane w obliczeniach projektowych przENOŚNIKÓW.

W jednoparametrowym modelu sprężystym praca sił zewnętrznych magazynowana jest w formie energii potencjalnej i bez strat odzyskiwana przy odciążeniu. Modelem takim można opisać zjawiska, podczas których analizowania pomija się przemiany energii (na przykład przy wyznaczaniu prędkości przemieszczania się fali naprężeń w taśmie [3, 7, 42, 51] lub rozpatrywaniu nierównomierność obciążeń rdzenia na odcinkach przejściowych i krzywiznach trasy przENOŚNIKA [6, 21, 25, 52]). Stosowanie tego modelu wiąże się z koniecznością linearyzacji charakterystyki mechanicznej w badanym (analizowanym) zakresie obciążeń.

Związek między naprężeniem i odkształceniem w modelu dwuparametrowym określa równanie różniczkowe

$$\sigma(t) = E \cdot \left(\varepsilon + \tau_0 \cdot \frac{d\varepsilon}{dt} \right), \quad (1.1)$$

w którym:

$\tau_0 = \eta_v/E$ – stała czasowa modelu, s;

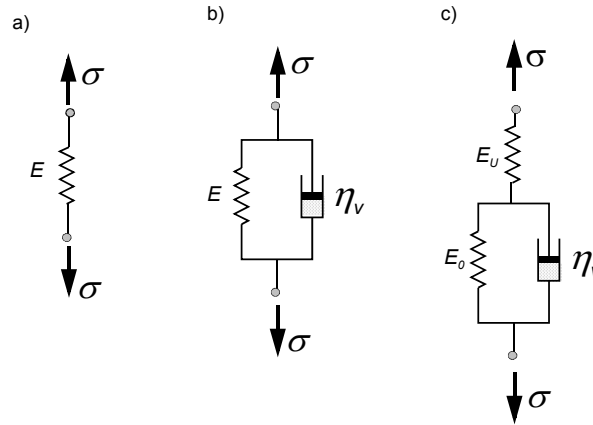
E – moduł sprężystości taśmy przyjmowany jako wielkość stała w analizowanym zakresie obciążeń.

Rozwiązaniem równania (1.1) jest zawsze suma dwóch składowych. Pierwsza składowa, nazywana całką ogólną lub rozwiązaniem ogólnym, zawsze ma charakter malejącej funkcji wykładniczej i wynosi

$$\varepsilon_1(t) = C \cdot e^{-t/\tau_0}. \quad (1.2)$$

Jeżeli przyjmie się założenie, że naprężenie w chwili $t = 0$ przyrasta skokowo od 0 i następnie utrzymuje stały poziom $\sigma(t) = \sigma_0 = \text{const}$, to druga składowa, będąca rozwiązaniem szczególnym, przyjmie postać

$$\varepsilon_2 = \frac{\sigma_0}{E} + C \cdot e^{-t/\tau_0}. \quad (1.3)$$



Rys. 1.2. Stosowane w obliczeniach modele reologiczne taśmy przenośnikowej:
 a) jednoparametrowy, b) dwuparametrowy Kelvina–Voigtha,
 c) trójparametrowy (standardowy)

Po przyjęciu warunku początkowego $\varepsilon(0) = 0$ można wyznaczyć stałą C i wtedy

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} \left(e^{-t/\tau_0} - 1 \right). \quad (1.4)$$

Z analizy przebiegu przyrostu odkształceń w czasie (rys. 1.3) widać wyraźnie opóźnienie czasowe odkształceń taśmy w stosunku do zmian naprężeń. Opóźnienie tego typu, zwane pełzaniem taśmy, występuje również po zdjęciu obciążenia. Jeżeli w chwili $t = t_K$ (rys. 1.3) odkształcenie wyniesie ε_K , to funkcja opisująca zmiany odkształceń w czasie dla $t \geq t_K$ będzie również określona równaniem (1.4), ale z inną wartością stałej C i wtedy

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} + \left(\varepsilon_K - \frac{\sigma_0}{E} \right) \cdot e^{-t_K - t / \tau_0}. \quad (1.5)$$

Za pomocą dwuparametrowego modelu Kelvina–Voigtha można opisać zjawisko dyssypacji energii na przykład przy ciągłym obciążeniu funkcją harmoniczną zapisaną w postaci

$$\sigma(t) = \sigma_0 + \sigma_A \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi). \quad (1.6)$$

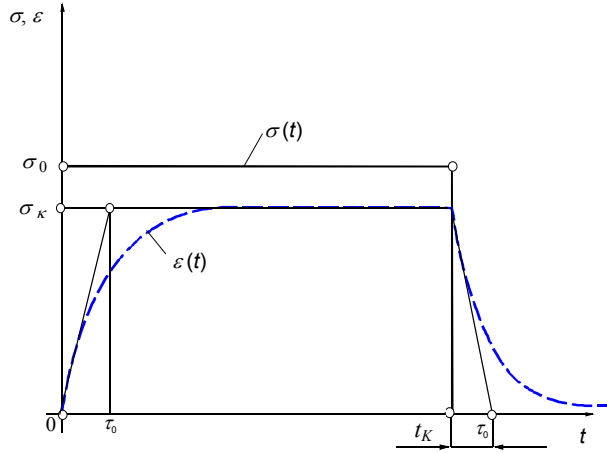
Przewidujemy dla tego przypadku całkę szczególną w postaci [49]

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} + \varepsilon_A \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi), \quad (1.7)$$

a zatem

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \omega \cdot \varepsilon_A \cdot \cos(\omega \cdot t - \varphi). \quad (1.8)$$

Rys. 1.3. Zachowanie się modelu dwuparametrowego przy skokowych zmianach naprężeń



Po podstawieniu wzorów (1.6), (1.7) i (1.8) do równania (1.1) otrzymuje się

$$\frac{\sigma_0}{E} + \frac{\sigma_A}{E} \cdot \sin(\omega \cdot t) = \frac{\sigma_0}{E} + \varepsilon_A \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi) + \omega \cdot \tau_0 \cdot \varepsilon_A \cdot \cos(\omega \cdot t - \varphi). \quad (1.9)$$

Po podstawieniu

$$\omega \cdot t - \varphi = \alpha \quad \text{oraz} \quad \omega \cdot t = (\omega \cdot t - \varphi) + \varphi = \alpha + \varphi \quad (1.10)$$

i przekształceniach otrzymuje się

$$\frac{\sigma_A}{E} \cdot \cos \varphi \cdot \sin \alpha + \frac{\sigma_A}{E} \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varphi = \varepsilon_A \cdot \sin \alpha + \omega \cdot \tau_0 \cdot \varepsilon_A \cdot \cos \alpha. \quad (1.11)$$

Po porównaniu wyrazów stojących przy $\sin \alpha$ i $\cos \alpha$ w równaniu (1.11) należy rozwiązać dwa równania algebraiczne:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_A}{E} \cdot \cos \varphi &= \varepsilon_A, \\ \frac{\sigma_A}{E} \cdot \sin \varphi &= \omega \cdot \tau_0 \cdot \varepsilon_A. \end{aligned} \quad (1.12)$$

Rozwiązanie tego układu równań względem niewiadomych ε_A oraz φ daje

$$\begin{aligned} \varepsilon_A &= \frac{\sigma_A}{E \cdot \sqrt{1 + \omega \cdot \tau_0}}, \\ \cos \varphi &= \frac{1}{\sqrt{1 + \omega \cdot \tau_0}}. \end{aligned} \quad (1.13)$$

Wynikiem tego, po uwzględnieniu całki ogólnej (1.2), będzie

$$\varepsilon(t) = C \cdot e^{-t/\tau_0} + \frac{\sigma_0}{E} + \frac{\sigma_A}{E} \cdot \cos \varphi \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi). \quad (1.14)$$

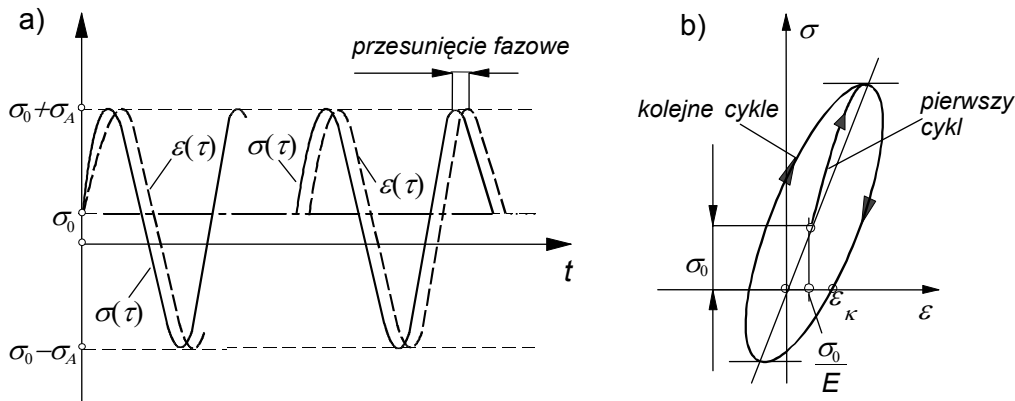
W przypadku warunku początkowego dla $t = 0$, $\varepsilon(0) = \sigma_0/E$ wyznacza się stałą C

$$C = \frac{\sigma_A}{E} \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \quad (1.15)$$

i ostateczna postać rozwiązania zadania będzie następującą funkcją:

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} + \frac{\sigma_A}{E} \cdot \left[e^{-t/\tau_0} \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi + \sin(\omega \cdot t - \varphi) \right] \dots \quad (1.16)$$

Na rysunku 1.4 porównano przebieg funkcji wymuszającej (1.6) z rozwiązaniem (1.16). Dodatkowo w układzie $\sigma = f(\varepsilon)$ narysowano odpowiadającą tym przebiegom pętlę histerezy. Widać tu wyraźnie przesunięcie fazowe (opóźnienie) odkształceń $\varepsilon(t)$ względem wymuszających naprężeń $\sigma(t)$.



Rys. 1.4. Zachowanie się modelu dwuparametrowego przy wymuszeniu harmonicznym:
 a) przebieg naprężeń i odkształceń w czasie, b) pętla histerezy

Przy cyklicznych obciążeniach, w których parametr czasu jest znacznie większy od stałej czasowej modelu τ_0 , rozwiązanie szczególnie istotne jest tylko w pierwszym cyklu obciążenia. W każdym następnym cyklu, ze względu na malejący charakter funkcji wykładniczej (1.2), wpływ tej składowej jest pomijalny. Pętla histerezy adekwatna dla pierwszego cyklu różni się więc znacząco od typowej pętli histerezy dla każdego kolejnego cyklu obciążenia (rys. 1.4b). Uwzględnienie tych różnic istotne jest w analizie zjawisk towarzyszących ruchowi taśmy na trasie przonośnika (p. 4.1.1 i 4.1.2). Podczas rozpatrywania oporów toczenia taśmy po krążnikach należy uwzględnić pierwszy cykl obciążenia [11, 12, 14], w badaniach oporów przeginania taśmy między zestawami krążnikowymi natomiast pętle histerezy kolejnych cykli obciążenia (w tym przypadku przeginania obustronnego [14, 16, 19, 27]). Dotychczasowe rozważania wykazują przydatność modelu dwuparametrowego Kelvina–Voigtha do analizowania wielu zjawisk zachodzących w taśmie przonośnikowej. Model ten nie odwzorowuje jednak sprężystości natychmiastowej, obserwowanej przy obciążeniach udarowych.

Podczas analizowania obciążeń taśmy charakteryzujących się bardzo szybkimi zmianami w czasie należy zastosować trójparametrowy model standardowy [3, 4, 42, 47, 51], przedstawiony schematycznie na rysunku 1.2c. W modelu tym, opisanym równaniem

$$\sigma(t) + \tau_\varepsilon \cdot \frac{d\sigma(t)}{dt} = M_R \cdot \left[\varepsilon(t) + \tau_\sigma \cdot \frac{d\varepsilon(t)}{dt} \right], \quad (1.17)$$

występują dwie stałe czasowe:

➤ czas relaksacji naprężeń

$$\tau_\varepsilon = \frac{\eta_v}{E_U + E_0}, \quad (1.18)$$

➤ czas relaksacji odkształceń

$$\tau_\sigma = \frac{\eta_v}{E_0} \quad (1.19)$$

oraz moduł relaksacji sprężystej:

$$M_R = \frac{E_U \cdot E_0}{E_U + E_0}. \quad (1.20)$$

Moduł relaksacji sprężystej jest wypadkowym modulem dwóch szeregowo połączonych sprężystości modelu E_U i E_0 (rys. 1.2c), przy niepracującym elemencie tłumiącym. Równanie różniczkowe modelu (1.17) rozwiązuje się podobnie jak dla modelu dwuparametrowego z uwzględnieniem całki ogólnej oraz rozwiązania szczególnego. Ze względu na konieczność napinania taśmy i utrzymywania odpowiedniego poziomu napięcia w taśmie na prędośniku ważną cechą taśmy, możliwą do odwzorowania modelem trójparametrowym, jest relaksacja naprężeń. Zjawisko to polega na stopniowym spadku naprężeń przy utrzymywaniu stałego odkształcenia (stałej długości pętli taśmy na prędośniku). Po rozwiązaniu równania różniczkowego (1.17), przy założeniu, że $\varepsilon(t) = \varepsilon_p = \text{const}$ oraz dla warunku początkowego $\sigma(0) = \sigma_p$ otrzymuje się [42, 48]

$$\sigma(t) = M_R \cdot \varepsilon_p + (\sigma_p - M_R \cdot \varepsilon_p) \cdot e^{-t/\tau_\varepsilon}, \quad (1.21)$$

gdy $t \rightarrow \infty$, wówczas

$$\sigma_\infty = \lim_{t \rightarrow \infty} \sigma(t) = M_R \cdot \varepsilon_p. \quad (1.22)$$

Z uwagi na odkształcenia natychmiastowe odwzorowane w modelu sprężystością E_U (rys. 1.2c) interesujące z praktycznego punktu widzenia jest zachowanie się taśmy przy stałym obciążeniu. Wymaga to rozwiązania równania (1.17) przy założeniu, że $\sigma(t) = \sigma_p = \text{const}$ oraz dla warunku początkowego $\varepsilon(0) = \varepsilon_p$. Dla tak sformułowanych warunków przebieg odkształceń taśmy przy stałym obciążeniu ma postać [42, 48]

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_p}{M_R} + \left(\varepsilon_p - \frac{\sigma_p}{M_R} \right) \cdot e^{-t/\tau_\sigma}, \quad (1.23)$$

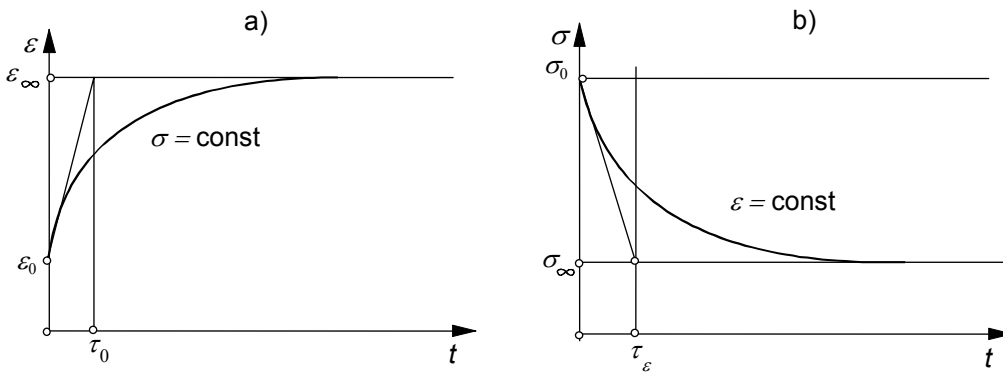
gdy $t \rightarrow \infty$, wówczas

$$\varepsilon_\infty = \lim_{t \rightarrow \infty} \varepsilon(t) = \frac{\sigma_P}{M_R}. \quad (1.24)$$

Przebiegi funkcji (1.21) oraz (1.23) przedstawiono na rysunku 1.5. Z przebiegów tych w prosty sposób można odczytać stałe czasowe modelu τ_σ i τ_ε .

Przy bardzo szybkich przyrostach obciążeń ciało Kelvina–Voigta, będące częścią składową modelu trójparametrowego, zachowuje się jak ciało idealnie sztywne i wówczas charakterystykę mechaniczną układu wyznacza tylko sprężystość E_U (rys. 1.2). Badając przyrost naprężeń $\Delta\sigma$ i wywołany nim przyrost odkształceń $\Delta\varepsilon$ w nieskończenie krótkim przedziale czasu δt otrzymuje się rozwiązanie równania (1.17) jako granicę funkcji, która wyznacza moduł udarowy taśmy E_U [4]

$$\lim_{\Delta\varepsilon \delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon} = M_R \cdot \frac{\tau_\sigma}{\tau_\varepsilon} = E_U. \quad (1.25)$$



Rys. 1.5. Właściwości taśmy odwzorowane modelem trójparametrowym:
a) krzywa pełzania, b) krzywa relaksacji naprężeń

W obliczeniach projektowych przenośnika taśmowego ważnym zagadnieniem jest uwzględnienie właściwości sprężystych adekwatnych do warunków pracy (zmian obciążeń). W ruchu ustalonym przenośnika każdy przekrój poprzeczny taśmy przemieszcza się wzdłuż trasy ze stałą prędkością v_t . W związku z tym można wyróżnić dwa charakterystyczne okresy obciążeń taśmy. Pierwszy okres obejmuje ruch taśmy w cięgnie dolnym od punktu 2 do punktu 3 (rys. 1.6) i charakteryzuje się stałą prędkością narastania naprężeń, wynikającą z konieczności pokonania oporów ruchu cięgna dolnego. Drugi okres obejmuje taki sam przedział czasowy i dotyczy ruchu taśmy w cięgnie górnym od punktu 4 do punktu 1 (rys. 1.6).

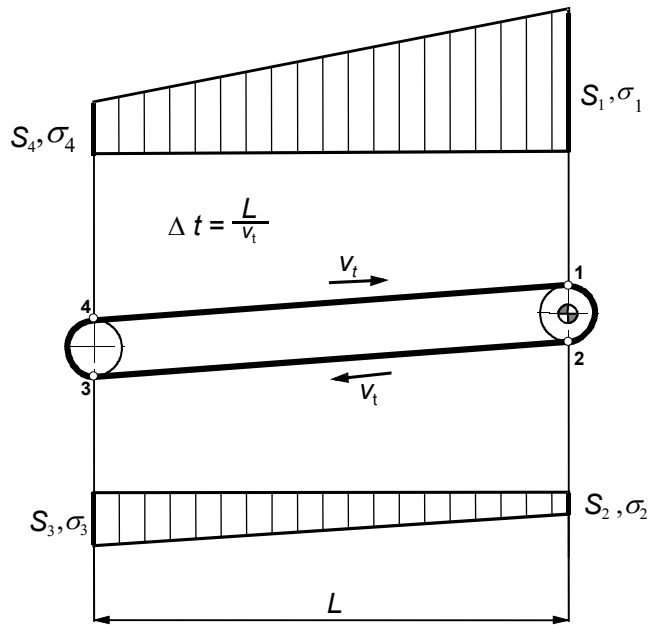
Jeżeli cięgno górne jest załadowane urobkiem, to przyrosty sił w taśmie są proporcjonalne, ale kilkakrotnie większe niż w cięgnie dolnym. Zarówno dla cięgna dolnego, jak i cięgna górnego zmiany odkształceń można określić za pomocą jed-

nego z dwóch modeli reologicznych. Przyjmując liniowo zależną od czasu funkcję wymuszenia

$$\sigma(t) = \sigma_p + \frac{\Delta\sigma}{\Delta t} \cdot t, \quad (1.26)$$

w prosty sposób wyznaczamy pochodną po czasie naprężeń w taśmie

$$\frac{d\sigma}{dt} = \frac{\Delta\sigma}{\Delta t}. \quad (1.27)$$



Rys. 1.6. Zmiany sił (naprężeń) w cięgnie górnym i dolnym przenośnika w ruchu ustalonym

Jako rozwiązanie poszukuje się całki szczególnej w postaci funkcji liniowej [49]

$$\varepsilon_s(t) = A + Q \cdot t, \quad (1.28)$$

a zatem

$$\frac{d\varepsilon_s}{dt} = Q. \quad (1.29)$$

Po uwzględnieniu założeń (1.26), (1.27), (1.28) i (1.29) można wyjściowe równanie modelu trójparametrowego (1.17) przekształcić do postaci

$$\frac{\sigma_p}{M_R} + \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{t}{\Delta t} + \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{\tau_\varepsilon}{\Delta t} = A + Q \cdot t + Q \cdot \tau_\sigma. \quad (1.30)$$

Z porównania wyrazów wolnych po obu stronach równania (1.30) oraz wyrazów przy zmiennej czasowej t otrzymuje się układ dwóch równań:

$$\frac{\sigma_p}{M_R} + \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{\tau_\varepsilon}{\Delta t} = A + Q \cdot \tau_\sigma, \quad (1.31)$$

$$\frac{\Delta\sigma}{M_R \cdot \Delta t} = Q, \quad (1.32)$$

skąd, po wyznaczeniu stałych A i Q , całka szczególna

$$\varepsilon_s = \frac{\sigma_p}{M_R} - \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{\tau_\sigma - \tau_\varepsilon}{\Delta t} + \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{t}{\Delta t}. \quad (1.33)$$

Po uwzględnieniu całki ogólnej otrzymuje się rozwiązanie

$$\varepsilon = \varepsilon_s + C \cdot e^{-t/\tau_\sigma} = C \cdot e^{-t/\tau_\sigma} + \frac{\sigma_p}{M_R} - \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{\tau_\sigma - \tau_\varepsilon}{\Delta t} + \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{t}{\Delta t}. \quad (1.34)$$

Wyznaczając stałą czasową C z warunku początkowego

$$\varepsilon(0) = \varepsilon_p = \frac{\sigma_p}{M_R}, \quad (1.35)$$

otrzymuje się

$$\varepsilon = \frac{\sigma_p}{M_R} - \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{(\tau_\sigma - \tau_\varepsilon)}{\Delta t} \cdot \left(1 - e^{-t/\tau_\sigma}\right) + \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{t}{\Delta t}. \quad (1.36)$$

Po przejściu odcinka taśmy przez całą długość cięgna (dolnego lub górnego) odkształcenie dla $t = \Delta t$ (w punkcie 3 dla cięgna dolnego lub punkcie 1 dla cięgna górnego)

$$\varepsilon_k = \frac{\sigma_p}{M_R} - \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{(\tau_\sigma - \tau_\varepsilon)}{\Delta t} \cdot \left(1 - e^{-\Delta t/\tau_\sigma}\right) + \frac{\Delta\sigma}{M_R}. \quad (1.37)$$

Równanie (1.37) w prosty sposób można przekształcić dla modelu dwuparametrowego, przyjmując: $\tau_\sigma = \tau_0$, $\tau_\varepsilon = 0$ oraz $M_R = E$, wówczas przebieg odkształceń określa równanie

$$\varepsilon = \frac{\sigma_p}{E} - \frac{\Delta\sigma}{E} \cdot \frac{\tau_0}{\Delta t} \cdot \left(1 - e^{-t/\tau_0}\right) + \frac{\Delta\sigma}{E} \cdot \frac{t}{\Delta t}, \quad (1.38)$$

a odkształcenie na końcu cięgna

$$\varepsilon_k = \frac{\sigma_p}{E} - \frac{\Delta\sigma}{E} \cdot \frac{\tau_0}{\Delta t} \cdot \left(1 - e^{-\Delta t/\tau_0}\right) + \frac{\Delta\sigma}{E}. \quad (1.39)$$

Przyrost odkształceń w taśmie po przejściu przez całą długość cięgna jest różnicą odkształceń w punkcie końcowym i początkowym i dla trójparametrowego modelu taśmy

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_k - \varepsilon_p = \frac{\Delta\sigma}{M_R} + \frac{\Delta\sigma}{M_R} \cdot \frac{(\tau_\sigma - \tau_\varepsilon)}{\Delta t} \cdot \left(1 - e^{-\Delta t / \tau_\sigma}\right). \quad (1.40)$$

Jeśli przyrost naprężeń odniesie się do przyrostu odkształceń w ciągnięciu, można wyznaczyć dynamiczny moduł taśmy

$$E_d = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon} = \frac{M_R}{1 + \frac{(\tau_\sigma - \tau_\varepsilon)}{\Delta t} \cdot \left(1 - e^{-\Delta t / \tau_\sigma}\right)}. \quad (1.41)$$

Analogicznie, moduł dynamiczny ciągnia zamodelowanego układem dwuparametrowym

$$E_d = \frac{E}{1 + \left(1 - e^{-\Delta t / \tau_0}\right) \cdot \frac{\tau_0}{\Delta t}}. \quad (1.42)$$

Modelowany proces liniowego narastania naprężeń i odpowiadające temu zmiany odkształceń taśmy powtarza się cyklicznie w długim okresie. Jeden pełen cykl obciążeń obejmuje czas przejścia taśmy po całej trasie przenośnika. W przenośnikach bardzo krótkich z dużymi prędkościami taśmy czas pełnego cyklu obciążeń jest porównywalny ze stałymi czasowymi modelu; w przenośnikach średniej i dużej długości przedziały czasu Δt są natomiast wielokrotnie większe niż τ_σ i τ_ε (lub τ_0 dla modelu dwuparametrowego). Tylko w pierwszym cyklu obiegu pętli taśmy (po uruchomieniu przenośnika) odkształcenie początkowe ε_p w ciągnięciu dolnym (w punkcie 2 na rys. 1.6) wynosi $\varepsilon_p = \sigma_p / M_R$. W każdym następnym obiegu (cyklu), przede wszystkim w wyniku szybkich zmian naprężeń na bębnie napędowym (lub bębnach napędowych), odkształcenie to jest zawsze większe od ilorazu σ_p / M_R . Występuje wtedy charakterystyczne dla modeli lepkosprężystych opóźnienie odkształceń w stosunku do naprężeń. Ma to wpływ na wartość odkształceń na początku i na końcu ciągnia, nie wpływa natomiast istotnie na wartość przyrostu odkształceń $\Delta\varepsilon$ i dlatego pominięto to w przedstawionych rozważaniach. Szczegółowa analiza tych zjawisk wymaga symulacyjnych obliczeń iteracyjnych z jednoczesnym uwzględnieniem zjawisk na bębnach stacji napędowych (p. 1.2). W przenośnikach długich (o trasach powyżej 1000 m) czas narastania naprężeń Δt wynosi od kilkuset do tysiąca sekund, jest zatem ponad dziesięciokrotnie dłuższy niż stałe czasowe modelu (τ_σ i τ_ε lub τ_0) i wtedy $E_d = M_R$ dla modelu trójparametrowego lub $E_d = E$ dla modelu dwuparametrowego taśmy. W przenośnikach średniej długości, od 100 do 1000 m, wyrażenia potęgowe w mianownikach równań (1.41) i (1.42) są pomijalnie małe i dzięki temu można je uprościć do postaci:

➤ dla modelu trójparametrowego

$$E_d = \frac{M_R}{1 + \left(\frac{\tau_\sigma - \tau_\varepsilon}{\Delta t}\right)}, \quad (1.43)$$

➤ dla modelu dwuparametrowego

$$E_d = \frac{E}{1 + \frac{\tau_0}{\Delta t}}. \quad (1.44)$$

W obliczeniach taśm należy zwrócić uwagę na jednostki, w których jest wyrażone naprężenie (jednostkowa siła w taśmie) i moduł sprężystości podłużnej. W odróżnieniu od ciał jednorodnych, gdzie naprężenie wyraża się w jednostkach siły na jednostkę powierzchni (np. w N/m^2 , czyli w Pa), w przypadku taśm przenośnikowych siłę rozciągającą trudno jest przeliczyć na jednostkę powierzchni przekroju poprzecznego. Struktura przekroju poprzecznego taśmy jest niejednorodna, a obciążenia w postaci sił rozciągających przejmują w całości nośne elementy rdzenia, tj. przekładki w taśmach tkaninowych lub linki stalowe. Przy analizowaniu obciążeń taśmy (w zasadzie chodzi tu wyłącznie o obciążenia rdzenia) przekrój poprzeczny traktuje się jednowymiarowo i naprężenie wyraża się w jednostkach siły na jednostkę szerokości taśmy (N/m i jednostki pochodne w układzie SI). Taki też wymiar mają moduły sprężystości taśm. Niekiedy, w przypadku taśm tkaninowych, moduły są przeliczane na jedną przekładkę [4, 6, 41, 53] i przy równoległej strukturze przekładek moduł wypadkowy jest iloczynem modułu pojedynczej przekładki i liczby przekładek w rdzeniu.

Istotnym zagadnieniem w obliczeniach i przenośników taśmowych jest przyjęcie odpowiednich parametrów modelu reologicznego. Badania modeli reologicznych taśm wskazują na duże rozbieżności modułów oraz stałych czasowych, szczególnie dla taśm z rdzeniem tekstylnym. Wynika to zarówno z zastosowanych metod i technik pomiarowych, jak i wpływu wielu czynników nieuwzględnianych w badaniach (stan i historia obciążeń taśmy, wpływ temperatury i wilgotności). W tabeli 1.1 podano orientacyjne wartości modułów udarowych taśm z linkami stalowymi, a w tabeli 1.2 – parametry modeli reologicznych taśm z rdzeniem tkaninowym.

Tabela 1.1. Moduły udarowe taśm z linkami stalowymi

Typ taśmy	Moduł udarowy E_U N/m
St 1000	$124,5 \cdot 10^6$
St 1250	$154,5 \cdot 10^6$
St 1600	$196,0 \cdot 10^6$
St 2000	$235,0 \cdot 10^6$
St 2500	$297,0 \cdot 10^6$
St 3150	$348,0 \cdot 10^6$
St 4000	$450,0 \cdot 10^6$

Tabela 1.2. Parametry modeli reologicznych taśm tkaninowych

Typ taśmy	Materiał okładek	Liczba prze-kładek	Moduł relaksacji sprężystej M_R N/m	Czas relaksacji naprężeń τ_ε s	Czas relaksacji odkształceń τ_σ s	Moduł udarowy E_U N/m	Uwagi
PAT20/1 (T3P1000)*	PCW	3	$1,66 \cdot 10^6$	15	105	$11,59 \cdot 10^6$	według badań Jabłońskiego [42]
PAT20 (T3P1000)*	PCW	3	$0,99 \cdot 10^6$	15	20	$1,32 \cdot 10^6$	
TPE-1887 (T3EP1000)*	PCW	3	$3,3 \cdot 10^6$	20	285	$47,03 \cdot 10^6$	
Colmant (Belgia)	PCW	1	$2,14 \cdot 10^6$	40	60	$3,21 \cdot 10^6$	
3TK200 (Z3P600)*	guma	3	$1,28 \cdot 10^6$	45	55	$1,59 \cdot 10^6$	
5TK250 (Z5P1250)	guma	5	$2,51 \cdot 10^6$	50	65	$3,25 \cdot 10^6$	
4TK420 (Z4P1600)*	guma	4	$2,29 \cdot 10^6$	45	70	$5,68 \cdot 10^6$	
4TP200 (Z4P800)*	guma	4	$2,41 \cdot 10^6$	35	80	$5,5 \cdot 10^6$	
PTM-200 (Z4P800)*	guma	4	$2,21 \cdot 10^6$	36	100	$6,15 \cdot 10^6$	
P-400 (Z4P1600)*	guma	4	$7,69 \cdot 10^6$	85	220	$19,9 \cdot 10^6$	
6TPWz480 (T6P2500)*	guma trudno-palna	6	–	–	–	$6,20 \cdot 10^6$	dla średniego zakresu sił rozciągających taśmę w ruchu ustalonym według [4]
6TK420 (Z6P2500)*	guma	6	–	–	–	$5,27 \cdot 10^6$	
6TK250 (Z6P1600)*	guma	6	–	–	–	$2,63 \cdot 10^6$	
5TP400 (Z5P2000)*	guma	5	–	–	–	$4,27 \cdot 10^6$	
4TP200 (Z4P800)*	guma	4	–	–	–	$4,01 \cdot 10^6$	
4TS200 (Z4P800)*	guma	4	–	–	–	$1,92 \cdot 10^6$	
GTP-1000/2 FTT „Stomil” Wolbrom	guma trudno-palna	2	–	–	–	$32,1 \cdot 10^6$	według Sołtysika [51] na podstawie pomiarów prędkości fali sprężystej w taśmie
GTP-1600/4 FTT „Stomil” Wolbrom	guma trudno-palna	4	–	–	–	$38,7 \cdot 10^6$	
GTP-1000/3 FTT „Stomil” Wolbrom	guma trudno-palna	3	–	–	–	$16,5 \cdot 10^6$	

*W pierwszej kolumnie tabeli podano oznaczenia taśm stosowane w okresie, kiedy prowadzone były badania [4, 42]. Używane obecnie przez producentów oznaczenia taśm (zgodnie z obowiązującą normą PN/C-94143) podobnej konstrukcji podano w nawiasach.

Przykład obliczeń modułu dynamicznego taśmy

Dla taśmy z rdzeniem tkaninowym o wytrzymałości 2000 kN/m, opisanej modelem trójparametrowym, wyznaczyć obliczeniowy moduł dynamiczny przy założeniu, że parametry modelu reologicznego odpowiednio wynoszą:

- moduł relaksacji sprężystej $M_R = 14 \cdot 10^3$ kN/m,
- czas relaksacji naprężeń $\tau_\varepsilon = 40$ s,
- czas relaksacji odkształceń $\tau_\sigma = 60$ s.

Przy długości trasy przenośnika $L = 908$ m i prędkości taśmy $v_t = 2,5$ m/s czas narastania naprężeń w cięgnie górnym lub dolnym wyniesie $\Delta t = 908/2,5 = 363,2$ s, stąd

$$\exp\left(-\frac{\Delta t}{\tau_\sigma}\right) = \exp\left(-\frac{363,2}{60}\right) = 2,35 \cdot 10^{-3}, \text{ czyli } 1 - e^{-\Delta t/\tau_\sigma} \approx 1.$$

Moduł dynamiczny taśmy wyznaczony z zależności ścisłej (1.41) wyniesie

$$E_d = \frac{M_R}{\left(1 + \frac{\tau_\sigma - \tau_\varepsilon}{\Delta t}\right)} = \frac{14 \cdot 10^6}{1 + \left(\frac{60 - 40}{363,2}\right)} = \frac{14 \cdot 10^6}{1 + 0,0551} = \frac{14 \cdot 10^6}{1,0551} = 13,27 \cdot 10^6 \text{ N/m}.$$

Po zainstalowaniu tej samej taśmy na przenośniku krótkim o długości trasy $L = 80$ m i transportującym urobek z prędkością $v_t = 5,6$ m/s czas przyrostu naprężeń w cięgnie dolnym lub górnym wyniesie

$$\Delta t = 80/5,6 = 14,29 \text{ s},$$

a zatem moduł dynamiczny taśmy, określony zależnością ścisłą (1.41), będzie się kształtował na poziomie

$$E_d = \frac{14 \cdot 10^6}{1 + \left(\frac{60 - 40}{14,29}\right) \cdot \left(1 - e^{-14,29/60}\right)} = \frac{14 \cdot 10^6}{1 + 1,3996 \cdot 0,5106} = \frac{14 \cdot 10^6}{1,7146} = 6 \cdot 10^6 \text{ N/m},$$

co oznacza, że jest on prawie dwukrotnie niższy niż modelowa wielkość M_R .

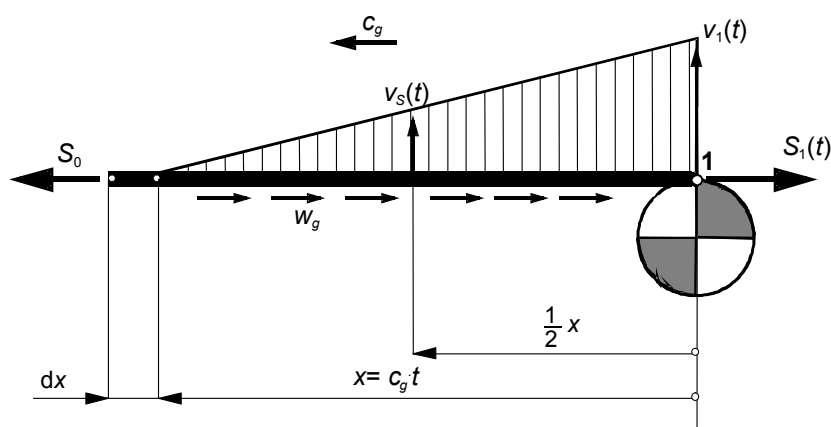
Przykład ten przedstawia istotne różnice obliczeniowego modułu dynamicznego tej samej taśmy pracującej w innych warunkach (na krótkim, wznoszącym lub długim, poziomo usytuowanym przenośniku).

1.1.2. Falowy charakter propagacji naprężeń w taśmie przenośnikowej

Jedną z istotnych cech charakteryzujących taśmę przenośnikową jest prędkość rozchodzenia się drgań wzdłużnych. W przenośnikach taśmowych średniej i dużej długości obserwuje się wyraźne opóźnienia w czasowych przebiegach sił i prędkości w punktach o różnej odległości od miejsca wymuszenia. Najbardziej typowym przykładem może być opóźnienie przebiegu prędkości bębna zwrotnego w stosunku do bębna napędowego w trakcie rozruchu. Opóźnienie to wiąże się z czasem, niezbędnym do pokonania odległości między bębnami przez falę naprężeń, przemieszczającą się w cięgnie górnym lub dolnym przenośnika od miejsca wymuszenia, czyli od czołowej stacji napędowej, do bębna zwrotnego (rys. 7.9–7.12). Do analizy zjawisk

falowego charakteru propagacji naprężeń wzdłużnych w taśmie przenośnika korzysta się z modelu przedstawionego na rysunku 1.7, który oparto na następujących założeniach:

- taśma rozpięta wzdłuż trasy przenośnika jest jednorodnym ciałem lepkosprężystym, którego właściwości opisuje trójparametrowy model Kelvina–Voigta,
- na taśmę działają równomiernie rozłożone opory ruchu, których wektory skierowane są przeciwnie do prędkości taśmy na całej długości objętej zasięgiem fali,
- poza zasięgiem fali naprężeń taśma znajduje się w spoczynku (tj. prędkość taśmy wynosi 0, a siły w taśmie nie zmieniają się),
- na bębnie napędowym nie występuje poślizg niesprężysty (rozwinęty),
- prędkość taśmy w punkcie nabiegania na bęben napędowy (w miejscu wymuszenia) narasta ze stałym przyspieszeniem (założenie to dotyczy tylko początkowego okresu rozruchu trwającego kilka sekund przy całkowitym czasie rozruchu kilkudziesięciu sekund),
- nie występuje wpływ drgań poprzecznych na drgania podłużne ciągną.



Rys. 1.7. Wycinek trasy przenośnika taśmowego będącego w zasięgu fali naprężeń w początkowej fazie rozruchu

Wskutek przyłożenia momentu obrotowego do bębna napędowego w punkcie 1 (rys. 1.7) pojawia się siła $S_1(t)$, wywołująca falę sprężystą przemieszczającą się z prędkością c_g wzdłuż taśmy w kierunku x , ku bębnowi zwrrotnemu. W chwili t w ruchu znajduje się odcinek ciągną długości $x(t)$ oraz związana z nim równomiernie rozłożona masa $m(x)$. Chwilowe położenie czoła fali sprężystej określa współrzędna x . W punkcie określonym współrzędną x prędkość taśmy wynosi 0, a siła rozciągająca taśmę zachowuje poziom napięcia przed rozruchem S_0 . W miarę przemieszczania się fali sprężystej zwiększa się zasięg ruchu, a tym samym masa będąca w ruchu $m(x)$. W związku z tym do opisu zjawiska można zastosować równanie ruchu ciała o zmiennej masie [3]

$$m(x) \cdot \frac{dv(x)}{dt} = (u - v_S) \cdot \frac{dm(x)}{dt} + \Sigma F_i, \quad (1.45)$$

gdzie:

ΣF_i – wypadkowa sił zewnętrznych działających na wydzielony odcinek cięgna długości x , N,

u – prędkość środka masy odcinka wchodzącego w ruch, czyli odcinka o długości dx (w analizowanym przypadku prędkość środka masy odcinka dx wynosi $u = 0$, bo odcinek ten znajduje się w chwili t na granicy zasięgu fali), m/s,

v_S – prędkość środka masy odcinka objętego ruchem, m/s.

Suma sił zewnętrznych działających na odcinek będący w zasięgu fali sprężystej

$$\Sigma F_i = S_1(t) - W_g. \quad (1.46)$$

Opór ruchu odcinka taśmy W_g przy równomiernie rozłożonych na całej długości cięgna oporach jednostkowych w_g (oporach przeliczonych na jednostkę długości cięgna)

$$W_g = w_g \cdot x, \quad (1.47)$$

a zatem

$$\Sigma F_i = S_1(t) - w_g \cdot x. \quad (1.48)$$

Wzdłuż odcinka objętego zasięgiem fali przyjmuje się liniowy rozkład prędkości, od zerowej wartości w punkcie x do prędkości v_1 w punkcie nabiegania na bęben napędowy. Przy jednoczesnym założeniu, że bęben napędowy w pierwszej fazie rozruchu przenośnika obraca się ze stałym przyspieszeniem liniowym na obwodzie $a_B = \text{const}$, prędkość v_S można zapisać wzorem

$$v_S = \frac{v_1}{2} = \frac{1}{2} \cdot a_B \cdot t, \quad (1.49)$$

a zatem

$$\frac{dv_S}{dt} = \frac{1}{2} \cdot a_B. \quad (1.50)$$

Przy założeniu jednorodności cięgna górnego można masę $m(x)$ przyjąć jako iloczyn długości x i masy jednostkowej m_{rg} , czyli

$$m(x) = m_{rg} \cdot x \quad (1.51)$$

oraz

$$\frac{dm(x)}{dt} = m_{rg} \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (1.52)$$

Masa jednostkowa cięgna m_{rg} jest tutaj rozumiana jako zredukowana do ruchu postępowego masa wszystkich elementów ruchomych (taśmy, urobku i części obrotowych kół) przeliczona na jednostkę długości (p. 7.1). Po podstawieniu

równań (1.48), (1.49), (1.50), (1.51) i (1.52) do wyjściowej zależności (1.45) otrzymuje się

$$\frac{1}{2} \cdot m_{rg} \cdot a_B \cdot x = S_1(t) - w_g \cdot x - \frac{1}{2} \cdot m_{rg} \cdot a_B \cdot \frac{dx}{dt}. \quad (1.53)$$

Po przekształceniu

$$\frac{dx}{dt} = \frac{2 \cdot S_1(t)}{a_B \cdot m_{rg} \cdot t} - \frac{x}{t} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot w_g}{a_B \cdot m_{rg}} \right), \quad (1.54)$$

zgodnie z równaniem (1.17), opisującym zachowanie się trójparametrowego modelu taśmy,

$$S_1(t) + \tau_\varepsilon \cdot \frac{dS_1(t)}{dt} = B \cdot M_R \cdot \left[\varepsilon_1(t) + \tau_\sigma \cdot \frac{d\varepsilon_1(t)}{dt} \right], \quad (1.55)$$

gdzie:

B – szerokość taśmy, m,

M_R – moduł relaksacji sprężystej taśmy, N/m.

W pierwszym okresie rozruchu, aż do osiągnięcia maksimum, siła $S_1(t) = S_1$ przyrasta liniowo, czyli pierwsza pochodna siły po czasie wyniesie

$$\frac{dS_1(t)}{dt} = \frac{S_1}{t}. \quad (1.56)$$

Wydłużenie taśmy w punkcie 1 (rys. 1.7) przy liniowym rozkładzie odkształceń na całym odcinku x wyznacza się na podstawie zależności

$$\Delta x_1(t) = x \cdot \varepsilon_{sr}. \quad (1.57)$$

Odkształcenie taśmy w miejscu nabiegania na bęben napędowy określa równanie

$$\varepsilon_1(t) = 2 \cdot \varepsilon_{sr} = \frac{2 \cdot \Delta x_1(t)}{x} = \frac{a_B \cdot t^2}{x}, \quad (1.58)$$

stąd

$$\frac{d\varepsilon_1(t)}{dt} = a_B \cdot \left(2 \cdot \frac{t}{x} - \frac{t^2}{x^2} \cdot \frac{dx}{dt} \right). \quad (1.59)$$

Po wstawieniu wzorów (1.56), (1.58) i (1.59) do równania (1.55) otrzymuje się

$$\frac{S_1}{t} \cdot \left(1 + \frac{\tau_\varepsilon}{t} \right) = B \cdot M_R \cdot a_B \cdot \left[\frac{t^2}{x} + \tau_\sigma \cdot \left(2 \cdot \frac{t}{x} - \frac{t^2}{x^2} \cdot \frac{dx}{dt} \right) \right]. \quad (1.60)$$

Z połączenia wzorów (1.54) i (1.60), po przekształceniach, dochodzi się do równania różniczkowego

$$\frac{dx}{dt} = \frac{2 \cdot B \cdot M_R}{m_{rg}} \cdot \frac{t}{t + \tau_\varepsilon} \cdot \left[\frac{t}{x} + \frac{\tau_\sigma}{t} \cdot \left(2 \cdot \frac{t}{x} - \frac{t^2}{x^2} \cdot \frac{dx}{dt} \right) \right] - \frac{x}{t} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot w_g}{a_B \cdot m_{rg}} \right). \quad (1.61)$$

W równaniu tym dx/dt jest chwilową prędkością fali naprężeń c_g w miejscu o współrzędnej x po upływie czasu t , natomiast x/t jest średnią prędkością fali w przedziale czasu od 0 do t . Rozwiązania numeryczne równania różniczkowego (1.61) dla zakresu parametrów taśm (τ_σ , τ_ε i M_R) oraz dla przeciętnych parametrów przenośnika wskazują na minimalne różnice pomiędzy prędkością średnią i chwilową (różnice tego samego rzędu co założona dokładność obliczeń) [3]. Uprawnione jest więc założenie, że prędkość rozprzestrzeniania się fali naprężeń wzdłużnych w cięgnach przenośnika w początkowej fazie rozruchu jest wielkością stałą

$$c_g = \frac{dx}{dt} = \frac{x}{t} = \text{const.} \quad (1.62)$$

Zgodnie z tym założeniem równanie różniczkowe (1.61) przybierze postać

$$c_g = \frac{2 \cdot B \cdot M_R}{m_{rg}} \cdot \frac{t}{t + \tau_\varepsilon} \cdot \left[\frac{1}{c_g} + \frac{\tau_\sigma}{t} \cdot \left(\frac{2}{c_g} + \frac{1}{c_g} \right) \right] - c_g \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot w_g}{a_B \cdot m_{rg}} \right). \quad (1.63)$$

Obliczona z równania (1.63) prędkość fali naprężeń

$$c_g = \sqrt{\frac{B \cdot M_R \cdot \frac{t + \tau_\sigma}{t + \tau_\varepsilon}}{m_{rg} \cdot \left(1 + \frac{w_g}{a_B \cdot m_{rg}} \right)}}. \quad (1.64)$$

W związku z tym, że stałe czasowe modelu reologicznego taśmy τ_σ , τ_ε są nieporównywalnie duże [42], w porównaniu z parametrem czasu t , można przyjąć

$$\frac{t + \tau_\sigma}{t + \tau_\varepsilon} = \frac{\tau_\sigma}{\tau_\varepsilon}. \quad (1.65)$$

W rozważaniach dotyczących modelu trójparametrowego, w równaniu (1.25) wykazano, że w krótkich przedziałach czasu iloczyn modułu relaksacji sprężystej i wyrażenia (1.65) jest modułem udarowym taśmy E_U , a zatem prędkość fali w cięgnie górnym określić można następującym wzorem

$$c_g = \sqrt{\frac{B \cdot E_U}{m_{rg} \cdot \left(1 + \frac{w_g}{a_B \cdot m_{rg}} \right)}}. \quad (1.66)$$

Podobne rozważania można przeprowadzić w odniesieniu do cięgna dolnego przenośnika. Jeżeli za bębniem napędowym nie znajduje się ciężarowe urządzenie napinające, nadążające za zmianami naprężeń w taśmie, to w cięgnie dolnym pojawi się fala przemieszczająca się w kierunku bębna zwrotnego z prędkością c_d , powodująca spadek sił w taśmie. Analogicznie do zależności (1.66) prędkość fali w cięgnie dolnym

$$c_d = \sqrt{\frac{B \cdot E_U}{m_{rd} \cdot \left(1 + \frac{w_d}{a_B \cdot m_{rd}}\right)}}. \quad (1.67)$$

Podczas wyznaczania prędkości rozprzestrzeniania się fali powodującej spadek naprężeń w cięgnie dolnym należy uwzględnić jednostkową masę taśmy i zredukowaną do ruchu postępowego masę części obrotowych krążników dolnych m_{rd} oraz jednostkowe opory ruchu cięgna dolnego w_d . Należy zwrócić uwagę na duże podobieństwo wyprowadzonych zależności (1.66) i (1.67) do znanych z literatury źródłowej [49] wzorów określających prędkość fali naprężeń w jednorodnym pręcie sprężystym

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (1.68)$$

gdzie:

E – moduł sprężystości podłużnej pręta, N/m²,

ρ – gęstość pręta, kg/m³.

Konsekwencją przyjęcia modelu trójparametrowego do opisu zachowania się taśmy jest wykazanie, że prędkość fali naprężeń w początkowym okresie rozruchu (to jest w przedziale czasu potrzebnym na objęcie zasięgiem fal całej pętli taśmy na przenośniku) zależy od modułu sprężystości natychmiastowej, zwanego modułem udarowym E_U , czyli model taśmy upraszcza się do jednoparametrowego modelu sprężystego. Zależności (1.66) i (1.67) wykazują również wpływ sposobu przeprowadzania rozruchu na prędkość fali naprężeń. Parametrem uwzględniającym ten wpływ jest liniowe przyspieszenie taśmy na bębnie napędowym a_B . Wpływ ten potwierdzony został eksperymentalnie w pracy doktorskiej Sołtysika [51]. Przyspieszenie taśmy na bębnie napędowym można wyznaczyć z prostej zależności empirycznej, otrzymanej na podstawie analizy wyników pomiarów dla różnych typów przenośników [5]

$$a_B = a_{B0} + c_A \cdot \frac{\Sigma N_S}{v_t \cdot L \cdot B \cdot (\lambda_A + k_z)}, \quad (1.69)$$

gdzie:

a_{B0} , c_A i λ_A – współczynniki podane w tabeli 1.3,

ΣN_S – moc napędu głównego przenośnika (zainstalowana na stacji czołowej), kW,

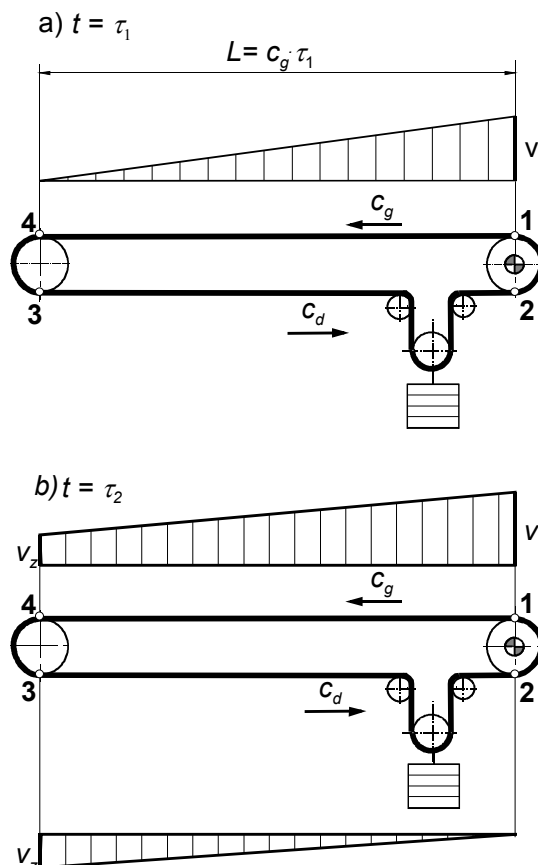
v_t – prędkość taśmy, m,

L – długość przenośnika, m,

B – szerokość taśmy, m,

k_z – bezwymiarowy współczynnik załadowania taśmy ($k_z = 0 \div 1$).

zwrotnego fala ta przemieszcza się dalej w cięgnie górnym z prędkością c_g od punktu 4 w kierunku stacji czołowej. Dopiero w chwili $t = \tau_2$ (rys. 1.8b), gdy spotkają się czoła obu fal sprężystych, wszystkie masy ruchome przenośnika wchodzi do rozruchu. Zarówno pomiary, jak i obliczenia symulacyjne wykazują, że w przedziale czasu $t(0 \div \tau_2)$ występują największe siły w taśmie. Inny charakter rozruchu ma przenośnik z ciężarowym urządzeniem napinającym (rys. 1.9).



Rys. 1.9. Rozkład prędkości taśmy w przenośniku z ciężarowym urządzeniem napinającym:
 a) w chwili $t = \tau_1$, gdy fala naprężeń w cięgnie dolnym dociera do bębna zwrotnego,
 b) w chwili, gdy fala naprężeń dociera w cięgnie dolnym do stacji czołowej, dla $t = \tau_2$

Siła grawitacji obciążnika (lub obciążników jak na rys. 7.2) sprawia, że urządzenie to reaguje w sposób nadążny na odkształcenia sprężyste taśmy. Jeżeli ciężarowe urządzenie napinające jest zlokalizowane w cięgnie dolnym bezpośrednio za ostatnim bębniem napędowym (rys. 1.9d), to z powodu natychmiastowych reakcji bębna napinającego na odkształcenia taśmy wytłumiana jest fala powodująca spadek naprężeń w taśmie (fala odprężenia), wówczas w cięgnach przenośnika przemieszcza się tylko fala powodująca wzrost naprężeń. Fala ta, wychodząc z punktu 1 z prędkością c_g , obejmuje swym zasięgiem najpierw cięgno górne, a po minięciu bębna zwrotnego przemieszcza się w cięgnie dolnym od punktu 3 do punktu 2' z prędkością c_d . Okres trwania pierwszej fazy rozruchu, po którym wszystkie masy ruchome wytracone zostaną z równowagi statycznej, w przenośniku z ciężarowym urządzeniem napinającym trwa dłużej niż w przenośniku ze sztywnym urządzeniem napinającym.

Przykład obliczeń prędkości fali naprężeń w ciągnach przenośnika

Wyznaczyć prędkość fali naprężeń w ciągnie górnym i ciągnie dolnym przenośnika o następujących parametrach:

- długość tarasy $L = 1680$ m, trasa usytuowana poziomo, moc napędu głównego przenośnika na stacji czołowej $\Sigma N_S = 3 \cdot 132$ kW (silniki klatkowe), prędkość taśmy $v_t = 3,25$ m/s, szerokość taśmy $B = 1,2$ m;
- taśma tekstylna czteroprzekładowa T4P1600 o module udarowym $E_U = 17 \cdot 10^6$ N/m;
- załadunek cięgna górnego $k_z = 0,72$ (72% załadunku nominalnego), transportowany urobek – węgiel kamienny o gęstości usypowej $\rho = 850$ kg/m³;
- zredukowana do ruchu postępowego jednostkowa masa cięgna górnego (uwzględniająca masę taśmy, urobku i części obrotowych krążników) $m_{rg} = 143,2$ kg/m, zredukowana do ruchu postępowego jednostkowa masa cięgna dolnego $m_{rd} = 42,1$ kg/m.
- opory w ciągnie górnym $W_g = 77448$ N opory w ciągnie dolnym $W_d = 20832$ N.

Po przeliczeniu opory jednostkowe:

$$\begin{aligned} \text{w ciągnie górnym} \quad w_g &= \frac{W_g}{L} = \frac{77448}{1680} = 46,1 \text{ N/m,} \\ \text{w ciągnie dolnym} \quad w_d &= \frac{W_d}{L} = \frac{20832}{1680} = 12,4 \text{ N/m.} \end{aligned}$$

Przyspieszenie liniowe taśmy na bębnie napędowym w pierwszej fazie rozruchu wyznacza się na podstawie przybliżonej zależności (1.69). Z tabeli 1.3 dla taśmy z rdzeniem tekstylnym oraz silników klatkowych w napędzie głównym odczytano następujące współczynniki obliczeniowe: $a_{B0} = 0,78$ m/s², $c_A = 0,173$ kW·s/m³ oraz $\lambda_A = 0,088$. Po wstawieniu tych współczynników do wzoru (1.69) otrzymano:

$$\begin{aligned} a_B &= a_{B0} + c_A \cdot \frac{\Sigma N_S}{v_t \cdot L \cdot B \cdot (\lambda_A + k_z)} \\ &= 0,78 + 0,173 \cdot \frac{396}{3,25 \cdot 1680 \cdot 1,2 \cdot (0,088 + 0,72)} = 0,7929 \text{ m/s}^2. \end{aligned}$$

Prędkość fali naprężeń w ciągnie górnym wg (1.66)

$$c_g = \sqrt{\frac{B \cdot E_U}{m_{rg} \cdot \left(1 + \frac{w_g}{a_B \cdot m_{rg}}\right)}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 17 \cdot 10^6}{143,2 \cdot \left(1 + \frac{46,1}{0,7929 \cdot 143,2}\right)}} = 318 \text{ m/s.}$$

Z zależności (1.68) otrzymano prędkość fali naprężeń dla cięgna dolnego przenośnika

$$c_d = \sqrt{\frac{B \cdot E_U}{m_{rd} \cdot \left(1 + \frac{w_d}{a_B \cdot m_{rd}}\right)}} = \sqrt{\frac{1,2 \cdot 17 \cdot 10^6}{42,1 \cdot \left(1 + \frac{12,4}{0,7929 \cdot 42,1}\right)}} = 594 \text{ m/s.}$$

Jeżeli przenośnik ma sztywne urządzenie napinające, to na stacji czołowej generowane są dwie fale naprężeń. Do bębna zwrotnego pierwsza dociera fala biegnąca w cięgnię dolnym i powodująca spadek naprężeń w swym zasięgu. Fala ta przed dotarciem do bębna zwrotnego pokonała drogę równą długości cięgna dolnego (przy tej samej drodze w przybliżeniu równej długości przenośnika L fala ta przemieszcza się szybciej niż fala biegnąca w cięgnię górnym). Bęben zwrotny rozpoczyna ruch z opóźnieniem w stosunku do bębna czołowego

$$\tau_1 = \frac{L}{c_d} = \frac{1680}{594} = 2,83 \text{ s.}$$

W chwili $t = \tau_1$ czoło fali naprężeń w cięgnię górnym będzie się znajdować w odległości od bębna czołowego

$$x_1 = c_g \cdot \tau_1 = 318 \cdot 2,83 = 900 \text{ m,}$$

dopiero po czasie

$$\tau_2 = \tau_1 + \frac{L - x_1}{c_g + c_d} = 2,83 + \frac{1680 - 900}{318 + 594} = 3,68 \text{ s}$$

czoła obu fal naprężeń spotkają się w cięgnię górnym w odległości od stacji czołowej

$$x_2 = c_g \cdot \tau_2 = 318 \cdot 3,68 = 1075 \text{ m.}$$

Od chwili $t = \tau_2$ rozpoczyna się ruch nieustalony wszystkich elementów ruchomych przenośnika. Jeżeli przenośnik jest wyposażony w nadażne ciężarowe urządzenie napinające zabudowane w cięgnię dolnym bezpośrednio przy stacji czołowej, to fala odprężenia w wyniku ruchu ciężaru napinającego jest wytłumiana. Kontur przenośnika obiega wówczas tylko fala powodująca wzrost siły w taśmie. Początkowo fala ta przemieszcza się w cięgnię górnym, docierając do bębna zwrotnego po czasie

$$\tau_1 = \frac{L}{c_g} = \frac{1680}{318} = 5,28 \text{ s.}$$

Następnie, po minięciu bębna zwrotnego, fala ta dalej przemieszcza się z prędkością c_d w cięgnię dolnym, by po czasie

$$\tau_2 = \tau_1 + \frac{L}{c_d} = 5,28 + \frac{1680}{594} = 8,11 \text{ s}$$

objąć swym zasięgiem cały kontur przenośnika. Jak widać, ruch przenośnika z ciężarowym urządzeniem napinającym trwa dłużej niż takiego samego przenośnika z urządzeniem sztywnym (z bębniem napinającym przemieszczanym okresowo).

1.1.3. Linia ugięcia taśmy między zestawami krążnikowymi

W wielu rozważaniach dotyczących obliczeń przenośników taśmowych niezbędna jest znajomość linii ugięcia, jaką tworzy taśma między dwiema podporami krążnikowymi. W niektórych zagadnieniach, na przykład podczas analizy wpływu maksymalnej strzałki ugięcia na minimalny dopuszczalny (ze względu na opory ruchu) poziom sił w taśmie lub przy analizowaniu drgań poprzecznych [1, 2, 53] wystarcza prosty model taśmy, potraktowanej jako wiotkie cięgno (struna) [49]. W układzie współrzędnych przedstawionych na rys. 1.10 linię statycznego ugięcia cięgna górnego, równomiernie załadowanego urobkiem, opisuje równanie paraboli

$$y(x) = \frac{(m_u + B \cdot m_t) \cdot g \cdot l_g}{2 \cdot S} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{x}{l_g}\right), \quad (1.70)$$

w którym:

x – współrzędna pozioma, m,

m_u – liniowa masa urobku, kg/m,

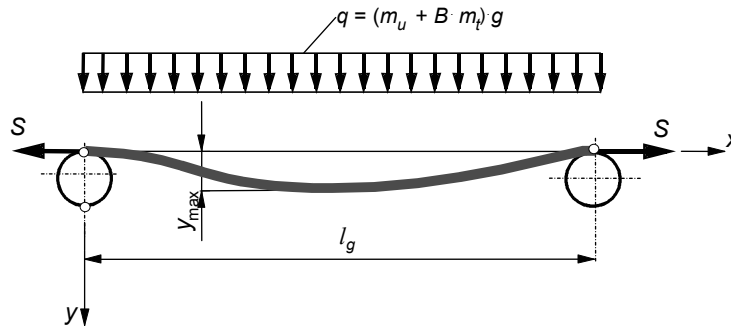
B – szerokość taśmy, m,

m_t – jednostkowa masa taśmy, kg/m²,

g – przyspieszenie ziemskie, m/s²,

S – siła w taśmie, N,

l_g – odległość zestawów krążnikowych górnych, m.



Rys. 1.10. Linia ugięcia taśmy między dwiema podporami krążnikowymi

Po uwzględnieniu sił dynamicznych, jakie towarzyszą ruchowi taśmy po linii zakrzywionej, można równanie (1.70) zmodyfikować do postaci

$$y(x) = \frac{(m_u + B \cdot m_t) \cdot g \cdot l_g}{2 \cdot [S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2]} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{x}{l_g}\right), \quad (1.71)$$

gdzie v_t – prędkość taśmy, m/s.

Maksymalne ugięcie taśmy na środku zestawu krążnikowego (dla $x = 0,5 \cdot l_g$)

$$y_{\max} = y\left(\frac{l_g}{2}\right) = \frac{(m_u + B \cdot m_t) \cdot g \cdot l_g^2}{8 \cdot [S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2]} \quad (1.72)$$

Uproszczony model, z taśmą traktowaną jako struną, nie uwzględnia sztywności zginania i dlatego jest nieprzydatny w analizach oporów ruchu przenośnika. Pomimo że naprężenia zginające w taśmie są względnie małe, w porównaniu z naprężeniami rozciągającymi, dyssypacja energii w wyniku wielokrotnych cyklicznych przegięć pomiędzy zestawami krążnikowymi jest istotnym czynnikiem wpływającym na wartość oporów ruchu (oporów przeginięcia taśmy). Uwzględnienie tych czynników wymaga modelu, w którym taśmę potraktuje się jako belkę poddaną rozciąganiu i zginaniu (rys. 1.11). Podczas analizy wycinka taśmy obejmującego dwa sąsiednie zestawy krążnikowe można pominąć nieliniowość geometryczną (duże ugięcia), ponieważ w zakresie sił występujących na przenośniku ugięcia taśmy osiągają maksymalnie 2,5÷3% odległości podpór krążnikowych [1,53] ($y_{\max}/l_g < 0,025$). Możliwe jest zatem przyjęcie zależności dla małych ugięć. Model fizyczny analizowanego odcinka taśmy przedstawiono na rysunku 1.11, na którym taśma jest rozpatrywana jako belka linowo-sprężysta, obciążona poprzecznie stałym obciążeniem q oraz napięta siłą rozciągającą S . Ciągłe obciążenie taśmy q wynika z masy urobku m_u oraz masy własnej taśmy m_t (mierzonej w kg/m^2)

$$q = g \cdot (m_u + B \cdot m_t) = g \cdot m_0 \quad (1.73)$$

W wyniku ruchu taśmy ze stałą prędkością v_t po krzywej $y(x)$ pojawiają się normalne siły bezwładności (rys. 1.10b). Charakterystyczny dla linii ugięcia taśmy jest kąt ugięcia początkowego φ_0 , występujący w miejscu podpór krążnikowych (dla $x = 0$ i dla $x = l_g$). Wartość tego kąta wynika z nachylenia wypadkowej reakcji normalnej na zestawie krążnikowym. Przyjmuje się, że wypadkowa reakcja na podporze krążnikowej ma kierunek prostopadły do stycznej linii ugięcia taśmy w tym punkcie [14, 37, 54]. Wchylenie reakcji normalnej wiąże się ze składową poziomą równoważącą opory ruchu przypadające na każdy zestaw krążnikowy.

Z równowagi sił na kierunku pionowym działających na wydzielony element taśmy długości dx (rys. 1.11b) wynika równanie

$$-dV = m_0 \cdot g \cdot dx + m_0 \cdot \frac{v_t^2}{r} \cdot \cos \varphi \cdot dx \quad (1.74)$$

Po przyjęciu założenia dla małych ugięć

$$\cos \varphi \cong 1, \quad (1.75)$$

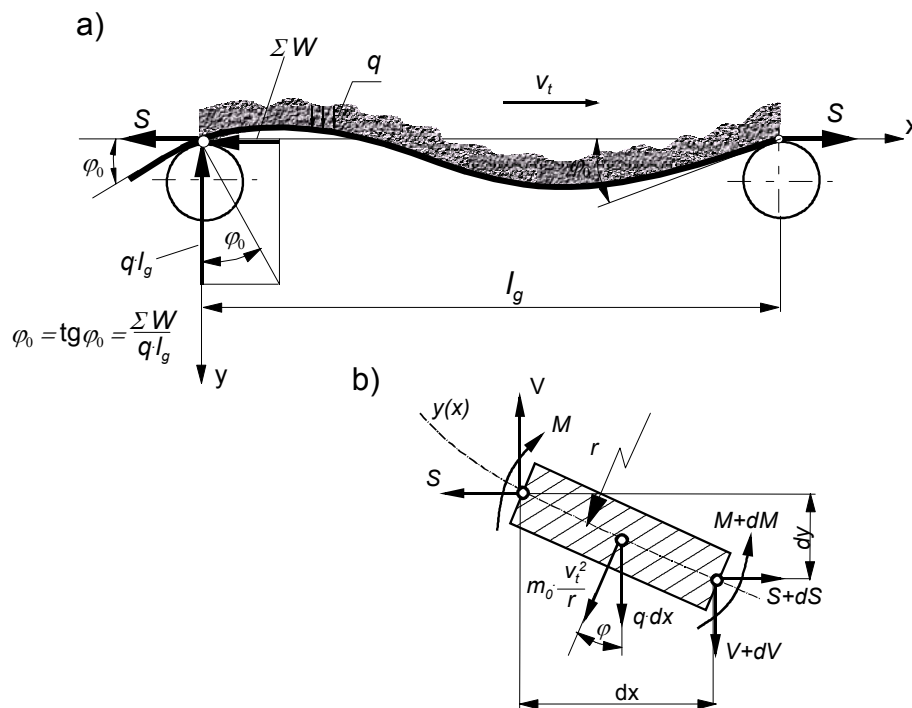
$$r = -\frac{1}{y''}, \quad (1.76)$$

równanie (1.74) można uprościć do postaci

$$\frac{dV}{dx} = m_0 \cdot v_t^2 \cdot y'' - m_0 \cdot g. \quad (1.77)$$

Dla warunków brzegowych: $V(0) = \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot g \cdot l_g = \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_g$ oraz $y'(0) = -\varphi_0$ otrzymuje się przebieg siły tnącej w taśmie

$$V(x) = \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot g \cdot l_g - m_0 \cdot g \cdot x + m_0 \cdot v_t^2 \cdot (y' + \varphi_0). \quad (1.78)$$



Rys. 1.11. Model fizyczny taśmy między dwiema podporami krążnikowymi:
a) schematyczna linia ugięcia taśmy i układ sił na podporze krążnikowej,
b) obciążenie wydzielonego elementu taśmy

Jednym z warunków równowagi elementu dx przedstawionego na rysunku 1.11b jest równanie momentów

$$V(x) - S \cdot \frac{dy}{dx} = \frac{dM}{dx}. \quad (1.79)$$

W przypadku małych ugięć obowiązuje ponadto równanie

$$M = -\frac{d^2 y}{dx^2} \cdot E \cdot J. \quad (1.80)$$

Po połączeniu równań (1.78) i (1.79) z zależnością (1.80) otrzymuje się

$$-E \cdot J \cdot y''' = \frac{1}{2} \cdot m_0 \cdot g \cdot l_g - m_0 \cdot g \cdot x + m_0 \cdot v_i^2 \cdot (y' + \varphi_0) - S \cdot y'. \quad (1.81)$$

Po podstawieniu: $\varphi(x) = y'$, $q = m_0 \cdot g$ oraz $\omega = \sqrt{(S - m_0 \cdot v_i^2)/(E \cdot J)}$ otrzymuje się równanie różniczkowe względem kąta ugięcia taśmy

$$\varphi'' - \omega^2 \cdot \varphi = \frac{q \cdot x - \frac{1}{2} \cdot q \cdot l_g - m_0 \cdot v_i^2}{E \cdot J}. \quad (1.82)$$

Dla warunków brzegowych na obu podporach: $\varphi(0) = -\varphi_0$, $y(0) = 0$, $\varphi(l_g) = -\varphi_0$ oraz $y(l_g) = 0$ otrzymuje się rozwiązanie

$$\varphi = \frac{q \cdot l_g}{2 \cdot S_0} \cdot \left[\frac{\sinh(\omega \cdot x - p)}{\sinh p} + \left(1 - \frac{2 \cdot x}{l_g} \right) \right] + \frac{\varphi_0 \cdot p}{\operatorname{tgh} p - 1} \cdot \left[\frac{1}{p} - \frac{\cosh(\omega \cdot x - p)}{\sinh p} \right], \quad (1.83)$$

gdzie:

$$S_0 = S - m_0 \cdot v_i^2, \quad (1.84)$$

$$p = \frac{1}{2} \cdot \omega \cdot l_g = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{E \cdot J}}. \quad (1.85)$$

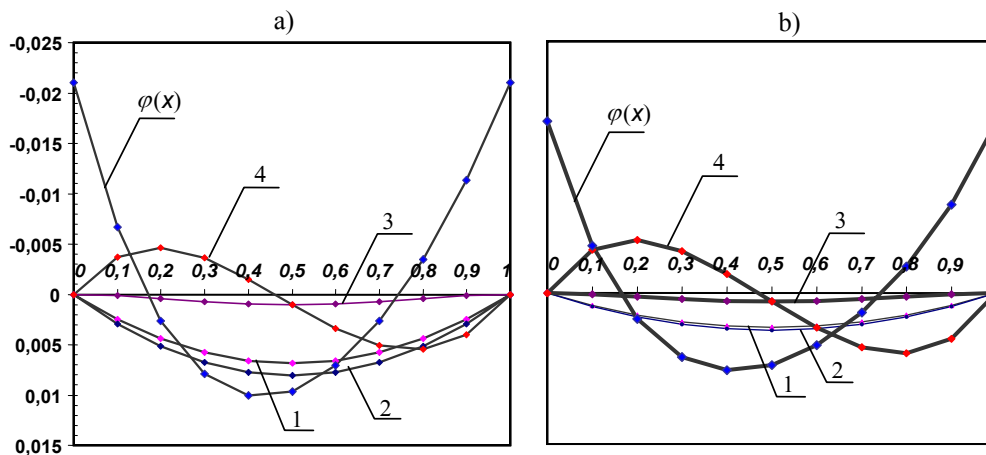
Występująca w równaniu (1.83) zastępcza siła S_0 pomniejszona jest w stosunku do rzeczywistej siły w taśmie S o wyrażenie $m_0 \cdot v_i^2$. Wynika to z uwzględnienia normalnych sił bezwładności działających na taśmę i urobek (sił odśrodkowych). Współczynnik p występujący w równaniu (1.83) uwzględnia sztywność zginania taśmy $E \cdot J$. Po scałkowaniu równania (1.83) względem x i po wyznaczeniu stałych całkowania otrzymuje się równanie linii ugięcia ruchomej taśmy między podporami (pomiędzy zestawami krążnikowymi odległymi o l_g)

$$y(x) = \frac{q \cdot l_g}{2 \cdot S_0} \cdot \left[\frac{\cosh(\omega \cdot x - p)}{\omega \cdot \sinh p} - \frac{1}{\omega \cdot \operatorname{tgh} p} + \left(x - \frac{x^2}{l_g} \right) \right] + \frac{\varphi_0 \cdot \omega}{\operatorname{tgh} p - 1} \cdot \left[\frac{x}{l_g} - \frac{\sinh(\omega \cdot x - p)}{2 \cdot \sinh p} - \frac{1}{2} \right]. \quad (1.86)$$

Wpływ kąta zgięcia początkowego φ_0 jest istotny w obszarach względnie małych sił napinających taśmę (np. w okolicach bębna zwrotnego przenośnika poziomego lub wznoszącego), gdzie jednocześnie deformacje taśmy i strugi urobku są na tyle duże, że uwidacznia się wzrost oporów ruchu. W obszarze dużych napięć (w okolicach stacji napędowej) linię ugięcia taśmy można wyznaczyć bez uwzględnienia wpływu kąta początkowego i wtedy dla $\varphi_0 = 0$ równanie (1.86) przyjmuje postać

$$y(x) = \frac{q \cdot l_g}{2 \cdot S_0} \cdot \left[\frac{\cosh(\omega \cdot x - p)}{\omega \cdot \sinh p} - \frac{1}{\omega \cdot \operatorname{tgh} p} + \left(x - \frac{x^2}{l_g} \right) \right]. \quad (1.87)$$

Równanie (1.87) można stosować do wyznaczania linii ugięcia cięga przenośnika rurowego, podpory oddziałują bowiem na całym obwodzie przekroju poprzecznego taśmy, co w zasadzie uniemożliwia ugięcie początkowe z kątem φ_0 . Dla ugięć statycznych cięga nieckowego również obowiązuje równanie (1.87), przy czym zastępuje siła S_0 równa się wtedy rzeczywistej sile w taśmie w trakcie postoju przenośnika. Wyprorowadzone zależności określające linię ugięcia taśmy nieckowej lub rurowej dotyczą w zasadzie poziomego odcinka trasy przenośnika. W przypadku odcinka nachylonego wpływ składowych sił ciężkości taśmy i urobku działających na kierunku ruchu taśmy (wpływ oporów podnoszenia), w stosunku do poziomemu sił rozciągających taśmę w obszarze jednego rozstawu krążnikowego, jest pomijalnie mały. Z zadowalającą dokładnością można więc stosować równania (1.86) lub (1.87) do nachylonych pod kątem δ odcinków trasy przenośnika, ale należy pamiętać, że obciążenie liniowe q jest wówczas składową pionową od sił ciężkości (pojawia się $\cos \delta$). Na rysunku 1.12 przedstawiono obliczone dla różnych założeń linie ugięcia taśmy w cięgnie górnym.



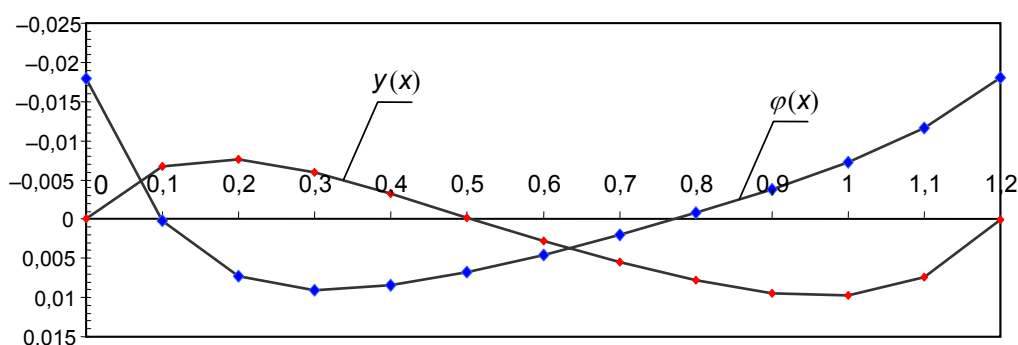
Rys. 1.12. Porównanie analitycznie wyznaczonych linii ugięcia taśmy St 2000 w cięgnie górnym przenośnika nadkładowego z kątem niecki $\lambda = 45^\circ$ i przy prędkości taśmy $v_t = 5,24$ m/s:

a) dla siły w taśmie $S = 225$ kN, b) dla siły w taśmie $S = 450$ kN;

- 1 – statyczna linia ugięcia taśmy potraktowanej jako cięgno (struna) wg zależności (1.70);
 - 2 – dynamiczna linia ugięcia taśmy potraktowanej jako cięgno (struna) wg zależności (1.71);
 - 3 – statyczna linia ugięcia taśmy potraktowanej jako belka zginana i rozciągana ($\varphi_0 = 0$);
 - 4 – dynamiczna linia ugięcia taśmy potraktowanej jako belka zginana i rozciągana ($\varphi_0 \neq 0$)
- $\varphi(x)$ – przebieg kąta zgięcia taśmy w warunkach dynamicznych

Z porównania analitycznie wyznaczonych linii ugięcia taśmy (rys. 1.12a) wynika, że modele uproszczone (pomijające sztywność zginania) dla małych sił w taśmie dają zażyżone oszacowanie maksymalnej strzałki ugięcia. Dla zakresu dużych sił w taśmie (rys.

1.12b) dynamiczna linia ugięcia, uwzględniająca sztywność zginania oraz kąt początkowy φ_0 , jest asymetryczna z wyraźnym maksimum przesuniętym w kierunku ruchu taśmy, przy czym maksymalna strzałka ugięcia jest w tym przypadku większa niż dla cięgna wiotkiego. Przedstawione na rysunku 1.12 wykresy odnoszą się do przypadku bardzo sztywnej taśmy, co wynika z dużego kąta niecki ($\lambda = 45^\circ$) oraz zastosowania szerokiej taśmy ($B = 2,25$ m) z rdzeniem z linek stalowych. Dla porównania i wykazania istotnego wpływu sztywności zginania taśmy na rysunku 1.13 przedstawiono przebieg linii ugięcia taśmy z rdzeniem tkaninowym szerokości $B = 1,2$ m i kącie niecki $\lambda = 30^\circ$.



Rys. 1.13. Dynamiczna linia ugięcia taśmy z rdzeniem tkaninowym wyznaczona dla następujących parametrów: szerokość taśmy $B = 1,2$ m, kąt niecki $\lambda = 30^\circ$, prędkość taśmy $v_t = 2,5$ m/s, odległość podpar krążnikowych $l_g = 1,2$ m, taśma EP 2000/5, transportowany materiał – ruda miedzi ($\rho = 1800$ kg/m³), załadunek taśmy 60% ($k_z = 0,6$), siła w taśmie $S = 80$ kN (4% nominalnej siły zrywającej)

Znając linię ugięcia taśmy (1.86), można wyznaczyć przebieg momentów gnących zgodnie z równaniem (1.80)

$$M(x) = \frac{q}{\omega^2} \cdot \left[1 - p \cdot \frac{\cosh(\omega \cdot x - p)}{\sinh p} \right] + \frac{\varphi_0 \cdot p \cdot E \cdot J \cdot \omega}{\frac{p}{\operatorname{tgh} p} - 1} \cdot \frac{\sinh(\omega \cdot x - p)}{\sinh p}. \quad (1.88)$$

Moment gnący w taśmie w miejscu podparcia zestawem krążnikowym

$$M_0 = M(0) = M(l_g) = \frac{q}{\omega^2} \cdot \left[1 - \frac{p}{\operatorname{tgh} p} \right] + \frac{\varphi_0 \cdot p \cdot E \cdot J \cdot \omega}{\frac{p}{\operatorname{tgh} p} - 1}. \quad (1.89)$$

Promień zgięcia taśmy na podporze krążnikowej wyznacza się z pominięciem wpływu początkowego kąta ugięcia (dla $\varphi_0 = 0$) z równania (1.76)

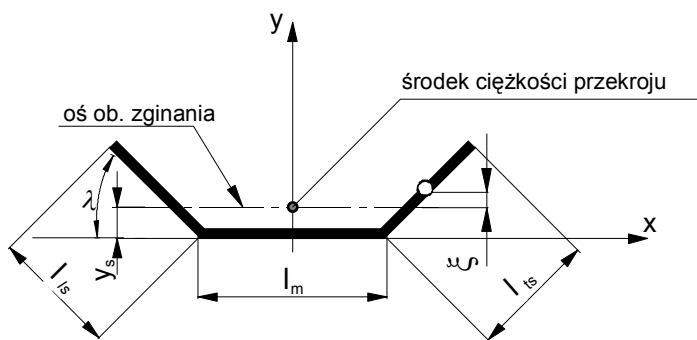
$$r_0 = \frac{E \cdot J}{M_0} = \frac{S_0}{q \cdot \left[\frac{p}{\operatorname{tgh} p} - 1 \right]}. \quad (1.90)$$

1.1.4. Sztywność zginania taśmy

Parametrem decydującym o linii ugięcia taśmy jest sztywność zginania EJ , którą w sposób analityczny wyznacza się z geometrii przekroju poprzecznego. Należy rozpatrzeć pięć przypadków ukształtowania przekroju poprzecznego taśmy przedstawionych na rysunkach 1.14÷1.18:

1. Symetryczne ułożenie w niecce trójkątnikowej (rys. 1.14 – układ typowy dla cięgna górnego zgodny z założeniami nominalnymi).
2. Symetryczne ułożenie w niecce dwukątnikowej (rys. 1.15 – układ typowy dla cięgna dolnego odpowiadający warunkom nominalnym).
3. Zwinięcie taśmy w rurę (rys. 1.16 – typowy układ dla przenośnika rurowego).
4. Niesymetryczne ułożenie w niecce trójkątnikowej i wychylenie zestawu o kąt γ (rys. 1.17 – układ typowy dla cięgna górnego i krzywizny poziomej na trasie przenośnika).
5. Niesymetryczne ułożenie w niecce dwukątnikowej i wychylenie zestawu o kąt γ (rys. 1.18 – układ typowy dla cięgna dolnego i krzywizny poziomej na trasie przenośnika).

W obliczeniach sztywności zginania przekroju poprzecznego taśmy EJ zakłada się, że znana jest sztywność jednostkowa D (dla taśmy płaskiej o stałej grubości h), a osią obojętną zginania jest linia pozioma przechodząca przez środek ciężkości przekroju poprzecznego taśmy (rys. 1.14).



Rys. 1.14. Przekrój poprzeczny taśmy w cięgnie górnym przy symetrycznej niecce

W symetrycznym układzie niecki trójkątnikowej lokalizację środka ciężkości przekroju poprzecznego określa współrzędna

$$y_s = \frac{l_{ts}^2 \cdot \sin \lambda}{l_m + 2 \cdot l_{ts}} = \frac{l_{ts}^2}{B} \cdot \sin \lambda. \quad (1.91)$$

Środek ciężkości bocznego odcinka niecki l_{ts} jest przesunięty w pionie od osi obojętnej zginania o wielkość

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot l_{ts} \cdot \sin \lambda - y_s = l_{ts} \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{l_{ts}}{B} \right) \cdot \sin \lambda. \quad (1.92)$$

Moment bezwładności tej części niecki nachylonej względem osi obojętnej pod kątem λ określa równanie

$$J_S = \frac{h_t \cdot l_{ts}^3}{12} \cdot \sin^2 \lambda + h \cdot l_{ts} \cdot \xi^2 = h_t \cdot l_{ts}^3 \cdot \sin^2 \lambda \cdot \left[\frac{1}{3} - \frac{l_{ts}}{B} + \left(\frac{l_{ts}}{B} \right)^2 \right]. \quad (1.93)$$

Moment bezwładności środkowego odcinka niecki l_m , przesuniętego równolegle względem osi obojętnej o wielkość y_S , po uwzględnieniu zależności (1.91)

$$J_m = h_t \cdot l_m \cdot l_{ts}^2 \cdot \left(\frac{l_{ts}}{B} \right)^2 \cdot \sin^2 \lambda. \quad (1.94)$$

Za pomocą zależności określającej jednostkową sztywność zginania elementu płaskiego

$$D = \frac{h_t^3 \cdot E}{12} \quad (1.95)$$

można wyznaczyć moduł taśmy przy zginaniu

$$E = \frac{12 \cdot D}{h_t^3}. \quad (1.96)$$

Po pomnożeniu w ten sposób otrzymanego modułu E przez sumaryczny moment bezwładności

$$J = J_m + 2 \cdot J_S. \quad (1.97)$$

otrzymuje się ostateczny wzór na sztywność zginania symetrycznego przekroju poprzecznego taśmy (dla nominalnego ułożenia taśmy pokazanego na rys. 1.14)

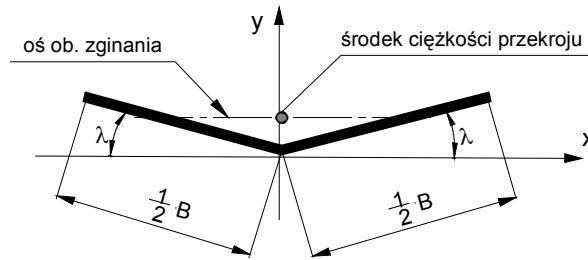
$$E \cdot J = 12 \cdot D \cdot \frac{l_{ts}^3}{h_t^2} \cdot \sin^2 \lambda \cdot \left[\frac{l_{ts} \cdot l_m}{B^2} + 2 \cdot \left(\frac{1}{3} - \frac{l_{ts}}{B} + \frac{l_{ts}^2}{B^2} \right) \right]. \quad (1.98)$$

Dla symetrycznego układu niecki dwukrażnikowej (rys. 1.15) oś obojętnej zginania jest linią poziomą przechodzącą przez środki obu bocznych pasów szerokości $B/2$, a zatem moment bezwładności przekroju poprzecznego względem tej osi

$$J = 2 \cdot \frac{h_t \cdot \left(\frac{B}{2} \right)^3}{12} \cdot \sin^2 \lambda = \frac{h_t \cdot B^3}{48} \cdot \sin^2 \lambda. \quad (1.99)$$

Przy takim założeniu sztywność zginania cięgna dolnego, podpieranego zestawami dwukrażnikowymi i przy nominalnym (symetrycznym) ułożeniu taśmy na krażnikach określa zależność

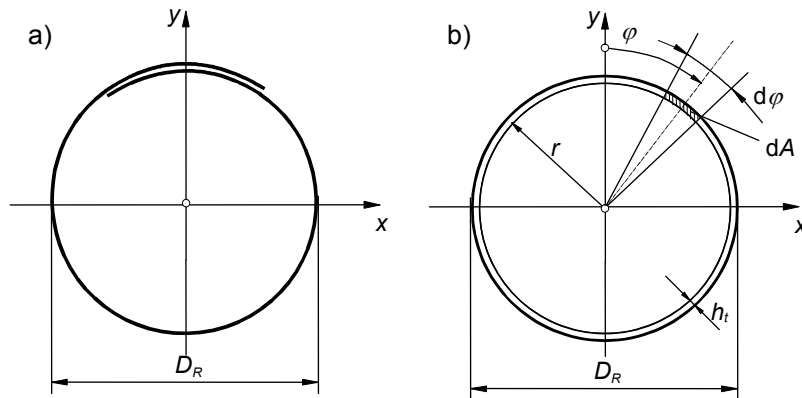
$$E \cdot J = \frac{D \cdot B^3}{4 \cdot h_t^2} \cdot \sin^2 \lambda. \quad (1.100)$$



Rys. 1.15. Symetryczna niecka w cięgnie dolnym
(dla warunków nominalnych)

W przerośnikach o małych szerokościach taśmy B (poniżej 1 m) często stosuje się podparcie cięgna dolnego jednym krążnikiem. Wówczas przekrój poprzeczny jest pasem grubości h_t i szerokości B , a wtedy sztywność zginania $E \cdot J = B \cdot D$.

W przerośnikach rurowych przekrój poprzeczny taśmy jest pierścieniem o średnicy $D_R = 2r$ (rys. 1.16), a oś obojętna zginania przechodzi przez jego środek symetrii.



Rys. 1.16. Przekrój poprzeczny taśmy w przerośniku rurowym:
a) układ rzeczywisty, b) uproszony układ obliczeniowy

Moment bezwładności elementarnego przekroju dA (rys. 1.16) określonego kątem $d\varphi$

$$dJ = dA \cdot y^2 = h_t \cdot r^3 \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = \frac{h_t \cdot D_R^3}{8} \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi. \quad (1.101)$$

Całkując po pełnym obwodzie, otrzymujemy

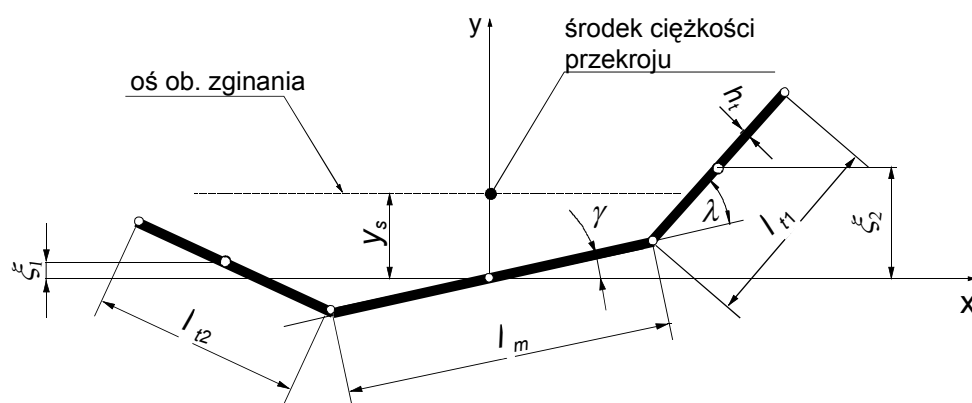
$$J = \frac{h_t \cdot D_R^3}{8} \cdot \int_0^{2\pi} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = \frac{\pi \cdot D_R^3 \cdot h_t}{8}. \quad (1.102)$$

Po uwzględnieniu zależności (1.96) sztywność zginania przekroju poprzecznego taśmy zwiniętej w rurę o średnicy D_R i grubości h_t

$$E \cdot J = \frac{3 \cdot \pi \cdot D \cdot D_R^3}{2 \cdot h_t^2}. \quad (1.103)$$

Zależność ta jest słuszna przy założeniu stałej, niezmiennej po szerokości taśmy sztywności jednostkowej D (sztywność stała na całym obwodzie przekroju rurowego). W ostatnich latach liczni producenci oferują specjalne taśmy do przenośników rurowych o zmiennej sztywności, na przykład o różnej szerokości przekładek, zmiennej podziałce linek, zmiennej średnicy linek lub innych kombinacjach elementów tworzących rdzeń [52]. Znając konstrukcję takiej taśmy, należy wydzielić obszary stałej sztywności i wyznaczyć całkę (1.102) dla każdej ze stref, osobno dobierając odpowiednie kąty, stanowiące granice całkowania. Następnie tak obliczone momenty bezwładności fragmentów przekroju poprzecznego należy pomnożyć przez sztywność odpowiednią dla każdej strefy. Umożliwi to wyznaczenie sztywności wypadkowej całego przekroju. Zazwyczaj specjalna taśma do przenośnika rurowego składa się z trzech stref o różnej sztywności: strefy środkowej symetrycznej względem osi podłużnej taśmy oraz dwóch, również symetrycznie rozmieszczonych, stref brzegowych o wzmocnionej lub zmniejszonej sztywności w porównaniu do części środkowej. W przedstawionych obliczeniach pominięto tak zwaną zakładkę, czyli nakładanie się brzegów taśmy w górnej części zamykającej przekrój kołowy.

W przenośnikach biegnących po trasie z krzywizną poziomą w celu zabezpieczenia przed bocznym zbieganiem taśmy do środka krzywizny wychyla się całe zestawy o kąt γ [21, 25, 38, 54]. W wyniku wychylenia oraz bocznego zbiegania taśmy tworzy się niesymetryczny układ przekroju poprzecznego (rys. 1.17 i 1.18). Algorytm obliczeń polega na wyznaczaniu momentu bezwładności dla każdej części niecki oddzielnie. Na wstępie niezbędne jest określenie położenia środka ciężkości przekroju na podstawie momentów statycznych składowych przekroju poprzecznego.



Rys. 1.17. Przekrój poprzeczny cięgna górnego na łuku poziomym trasy przenośnika

Dla trójkątnikowego podparcia taśmy moment statyczny lewej części taśmy względem osi x (rys. 1.17)

$$S_{1x} = l_{t1} \cdot h_t \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot l_{t1} \cdot \sin(\lambda - \gamma) - \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \sin \gamma \right], \quad (1.104)$$

a moment statyczny prawej części niecki

$$S_{2x} = l_{t2} \cdot h_t \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot l_{t2} \cdot \sin(\lambda + \gamma) + \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \sin \gamma \right]. \quad (1.105)$$

Ponieważ w przyjętym układzie współrzędnych oś x przechodzi przez środek odcinka l_m , moment statyczny tej części niecki wyniesie więc 0. Położenie środka ciężkości analizowanego przekroju wyznacza się z równania

$$\begin{aligned} y_S &= \frac{S_{1x} + S_{2x}}{(l_{t1} + l_{t2} + l_m) \cdot h_t} = \frac{S_{1x} + S_{2x}}{B \cdot h_t} \\ &= \frac{1}{2 \cdot B} \cdot \left[l_{t1}^2 \cdot \sin(\lambda - \gamma) - l_m \cdot (l_{t1} - l_{t2}) \cdot \sin \gamma + l_{t2}^2 \cdot \sin(\lambda + \gamma) \right]. \end{aligned} \quad (1.106)$$

Łatwo zauważyć, że wzór (1.106) po przyjęciu $\gamma = 0$ i $l_{t1} = l_{t2} = l_{tS}$ sprowadza się do zależności (1.91), wyprowadzonej dla symetrycznej niecki nominalnej. Środki ciężkości poszczególnych części niecki niesymetrycznej (rys.1.16) są przesunięte w pionie od osi obojętnej dla:

➤ lewego odcinka o

$$\xi_1 = \frac{1}{2} \cdot l_{t1} \cdot \sin(\lambda - \gamma) - \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \sin \gamma - y_S, \quad (1.107)$$

➤ środkowego odcinka o

$$\xi_m = y_S, \quad (1.108)$$

➤ prawego odcinka o

$$\xi_2 = \frac{1}{2} \cdot l_{t2} \cdot \sin(\lambda + \gamma) + \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \sin \gamma - y_S. \quad (1.109)$$

Momenty bezwładności poszczególnych części przekroju poprzecznego, zgodnie z równaniem (1.93):

$$J_{S1} = \frac{h_t \cdot l_{t1}^3}{12} \cdot \sin^2(\lambda - \gamma) + h_t \cdot l_{t1} \cdot \xi_1^2, \quad (1.110)$$

$$J_m = \frac{h_t \cdot l_m^3}{12} \cdot \sin^2(\gamma) + h_t \cdot l_m \cdot y_S^2, \quad (1.111)$$

$$J_{S2} = \frac{h_t \cdot l_{t2}^3}{12} \cdot \sin^2(\lambda + \gamma) + h_t \cdot l_{t2} \cdot \xi_2^2, \quad (1.112)$$

a wypadkowy moment bezwładności analizowanego przekroju jest sumą wszystkich trzech składowych.

Do wyznaczania momentu bezwładności przekroju taśmy w cięgnię dolnym na odcinku krzywizny poziomej trasy przenośnika posłuży schemat przedstawiony na rysunku 1.18. Podobnie jak w przypadku przekroju trójkątnikowego, wyznacza się położenie środka ciężkości przekroju poprzecznego, przez który – zgodnie z założeniami początkowymi – przechodzi oś obojętna zginania

$$y_s = \frac{1}{2 \cdot B} \cdot [l_{t1}^2 \cdot \sin(\lambda - \gamma) + l_{t2}^2 \cdot \sin(\lambda + \gamma)]. \quad (1.113)$$

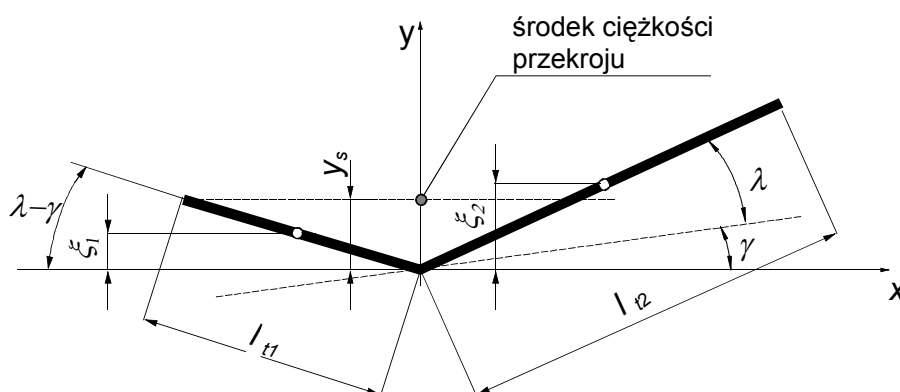
Odległości środków ciężkości obu składowych przekrojów względem osi obojętnej

$$\xi_1 = y_s - \frac{1}{2} \cdot l_{t1} \cdot \sin(\lambda - \gamma) \quad (1.114)$$

oraz

$$\xi_2 = \frac{1}{2} \cdot l_{t2} \cdot \sin(\lambda + \gamma) + y_s. \quad (1.115)$$

Do wyznaczenia momentów bezwładności obu części przekroju poprzecznego przedstawionego na rysunku 1.18 słuszne są zależności (1.110) i (1.112).



Rys. 1.18. Przekrój poprzeczny cięgna dolnego na łuku poziomej trasy

Sztywność jednostkową D wyznacza się eksperymentalnie [14, 27]. Na specjalnym stanowisku pomiarowym płaskie próbki taśm poddawane są cyklicznemu obustronnemu zginaniu w zakresie małych kątów przy jednoczesnym rozciąganiu na poziomie naprężeń roboczych. Dla taśm z linkami stalowymi ustalono liniową zależność między jednostkową sztywnością zginania i klasą wytrzymałości taśmy K_n (wyrażoną w kN/m lub N/mm). Sztywność jednostkowa taśmy z linkami stalowymi (wyrażona w N·m) w przybliżeniu wynosi

$$D = 0,0129 \cdot K_n \quad (1.116)$$

Na przykład dla taśmy typu St 3150 wytrzymałość nominalna (klasa wytrzymałości) wynosi 3150 kN/m, a zatem sztywność jednostkowa zginania będzie się kształtowała na poziomie $D = 40,6 \text{ N}\cdot\text{m}$. W badaniach taśm tekstylnych wyniki pomiarów układały się w zależności wskazujące wyraźnie na wpływ grubości okładek h_1 i h_2 , liczby przekładek w rdzeniu oraz poziomu napięcia taśmy K na wartość sztywności jednostkowej. W razie braku danych z pomiarów sztywność jednostkową zginania taśmy tekstylnej można oszacować z zależności empirycznej [16, 19, 27]

$$D = \left(0,6 + \frac{h_1 + h_2}{22,5} \right) \cdot \exp(2,16 - 0,23 \cdot K + 0,063 \cdot z^2), \quad (1.117)$$

gdzie:

h_1 i h_2 – grubość okładki bieżnej i nośnej (górnej o dolnej), mm,

z – liczba przekładek rdzenia taśmy,

K – względny poziom napięcia taśmy, % nominalnych naprężeń zrywających.

Przykładowe wyniki pomiarów [14] dla czterech typów taśm z rdzeniem tkaninowym zestawiono w tabeli 1.4. Dwie pierwsze taśmy z tej tabeli stosowane były w górnictwie odkrywkowym, a zatem okładki wykonane były ze zwykłej gumy. Dwie pozostałe taśmy przeznaczone były do pracy w kopalniach podziemnych. Taśma TPWz 2000 miała okładki z gumy trudnopalnej, a taśma PCV 1000/1 miała rdzeń jednoprzekładowy i okładki z polichloru winylu.

Tabela 1.4. Jednostkowa sztywność zginania taśm z rdzeniem tkaninowym

Typ taśmy producent	Względny zakres naprężeń K % naprężeń zrywających	Grubości okładek $h_1 + h_2$ mm	Jednostkowa sztywność zginania D N·m
5 TK 420 (Z5P2000)* ZGG Bytom	4÷9	3 + 6	$\exp(3,76 - 0,24 \cdot K)$
	4÷9	3 + 0	$\exp(3,57 - 0,26 \cdot K)$
6 TK 250 (Z6P1600)* ZGG Bytom	4÷11	3 + 6	$\exp(3,61 - 0,13 \cdot K)$
	6÷13	3 + 4,5	$\exp(3,79 - 0,24 \cdot K)$
5 TPWz 2000 (GTP2000/5)* FTT „Stomil” Wolbrom	4÷12	3 + 8	$\exp(3,90 - 0,26 \cdot K)$
PCV 1000/1 Continental	8÷16	2 + 2	$5,09 - 0,09 \cdot K$

*W pierwszej kolumnie tabeli podano oznaczenia taśm stosowane w okresie, kiedy prowadzone były badania [14]. Stosowane obecnie przez producentów oznaczenia taśm (zgodnie z obowiązującą normą PN/C-94143) podobnej konstrukcji podano w nawiasach.

Przykłady obliczeń linii ugięcia oraz sztywności zginania taśmy

Przykład 1

Wyznaczyć linię ugięcia taśmy w ciągnie górnym z podparciem trójkątnikowym o odległości podpór krążnikowych $l_g = 1,0 \text{ m}$ dla następujących danych:

- taśma z rdzeniem z linek stalowych typu St 2000, grubość taśmy $h_t = 21 \text{ mm}$, okładka bieżna $h_1 = 6 \text{ mm}$, okładka nośna $h_2 = 6 \text{ mm}$, zmierzona jednostkowa sztywność

zginania taśmy (wg [14]) $D = 24,7$ N·m, szerokość taśmy $B = 2,25$ m, kąt niecki w ciągnięciu górnym $\lambda = 45^\circ$ (0,78 rad), jednostkowa masa taśmy $m_t = 31$ kg/m², środkowy odcinek niecki taśmy o szerokości $l_m = 0,846$ m, szerokość bocznych pasów niecki (dla symetrycznego położenia taśmy na zestawie krążnikowym), $l_{ts} = 0,702$ m;

- liniowa masa urobku (nadkład o gęstości usypowej $\rho = 1750$ kg/m³) przy znamionowym załadunku (dla $k_z = 1$) $m_u = 1186$ kg/m,
- prędkość taśmy $v_t = 5,24$ m/s.

Obliczenia przeprowadzić dla dwóch poziomów siły rozciągającej taśmę:

- dla $S = 225$ kN, co odpowiada 5% nominalnej siły zrywającej (okolice bębna zwrotnego) oraz
- dla $S = 450$ kN, co odpowiada 10% nominalnej siły zrywającej (okolice bębna czołowego).

Podstawą obliczeń jest wyznaczenie liniowego obciążenia taśmy, które dla rozpatrywanego przypadku

$$q = g \cdot m_0 = g \cdot (m_u + B \cdot m_t) = 12318,9 \text{ N/m.}$$

Najprostszy model obliczeniowy zakłada, że taśma jest wiotkim ciągnem (struną) i wówczas statyczna linia ugięcia jest parabolą

$$y(x) = \frac{q \cdot l_g}{2 \cdot S} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{x}{l_g}\right) = 0,027375 \cdot (x - x^2) \text{ dla } S = 225 \text{ kN}$$

oraz

$$y(x) = \frac{q \cdot l_g}{2 \cdot S} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{x}{l_g}\right) = 0,013688 \cdot (x - x^2) \text{ dla } S = 450 \text{ kN.}$$

Po uwzględnieniu dodatkowego obciążenia dynamicznego należy wyznaczyć zastępczą siłę obliczeniową S_0 , która wg (1.48) wynosi:

dla $S = 225$ kN

$$S_0 = S - m_0 \cdot v_t^2 = S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2 = 225000 - (1186 + 2,25 \cdot 31) \cdot 5,24^2 = 190520 \text{ N,}$$

dla $S = 450$ kN

$$S_0 = S - m_0 \cdot v_t^2 = S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2 = 450000 - (1186 + 2,25 \cdot 31) \cdot 5,24^2 = 415520 \text{ N.}$$

Dynamiczna linia ugięcia przy założeniu, że taśma jest struną, zgodnie z równaniem (1.71) jest również parabolą

$$y(x) = \frac{q \cdot l_g}{2 \cdot S_0} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{x}{l_g}\right) = 0,03223 \cdot (x - x^2) \text{ dla } S = 225 \text{ kN}$$

oraz

$$y(x) = \frac{q \cdot l_g}{2 \cdot S_0} \cdot x \cdot \left(1 - \frac{x}{l_g}\right) = 0,014823 \cdot (x - x^2) \text{ dla } S = 450 \text{ kN.}$$

Strzałka ugięcia taśmy na środku rozstawu krążnikowego, zgodnie z (1.72),

$$y_{\max} = y\left(x = \frac{1}{2} \cdot l_g\right) = \frac{q \cdot l_g^2}{8 \cdot S_0} = 8,0575 \cdot 10^{-3} = 8,0575 \text{ mm dla } S = 225 \text{ kN}$$

oraz

$$y_{\max} = y\left(x = \frac{1}{2} \cdot l_g\right) = \frac{q \cdot l_g^2}{8 \cdot S_0} = 3,706 \cdot 10^{-3} = 3,706 \text{ mm, dla } S = 450 \text{ kN.}$$

Traktując taśmę jako belkę zginaną i rozciąganą, należy wyznaczyć jej sztywność zginania. W układzie symetrycznym sztywność ta wg (1.98) wynosi

$$\begin{aligned} E \cdot J &= 12 \cdot D \cdot \frac{l_{ts}^3}{h_t^2} \cdot \sin^2 \lambda \cdot \left[\frac{l_{ts} \cdot l_m}{B^2} + 2 \cdot \left(\frac{1}{3} \frac{l_{ts}}{B} + \frac{l_{ts}^2}{B^2} \right) \right] \\ &= 12 \cdot 24,7 \cdot \frac{0,702^3}{0,021^2} \cdot \sin^2(45^\circ) \cdot \left[\frac{0,702 \cdot 0,846}{2,25^2} + 2 \cdot \left(\frac{1}{3} \frac{0,702}{2,25} + \frac{0,702^2}{2,25^2} \right) \right] = 27435 \text{ N} \cdot \text{m}^2. \end{aligned}$$

Współczynniki obliczeniowe przy analizowaniu zginania i rozciągania taśmy:
dla $S = 225 \text{ kN}$

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{\frac{S_0}{EJ}} = \sqrt{\frac{190520}{27435}} = 2,635 \text{ m}^{-1}, \\ p &= \frac{1}{2} \cdot \omega \cdot l_g = \frac{1}{2} \cdot 2,635 \cdot 1,0 = 1,3175, \\ \sinh(p) &= \sinh(1,3175) = 1,733, \\ \tgh(p) &= \tgh(1,318) = 0,866, \\ \frac{p}{\tgh(p)} - 1 &= \frac{1,3175}{0,866} - 1 = 0,521, \end{aligned}$$

dla $S = 450 \text{ kN}$

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{\frac{S_0}{EJ}} = \sqrt{\frac{415520}{27435}} = 3,892 \text{ m}^{-1}, \\ p &= \frac{1}{2} \cdot \omega \cdot l_g = \frac{1}{2} \cdot 3,892 \cdot 1,0 = 1,946, \\ \sinh(p) &= \sinh(1,946) = 3,428, \\ \tgh(p) &= \tgh(1,318) = 0,960, \\ \frac{p}{\tgh(p)} - 1 &= \frac{1,318}{0,866} - 1 = 1,027. \end{aligned}$$

Kąt ugięcia początkowego φ_0 (odpowiadający kątowi wychylenia z płaszczyzny pionowej wypadkowej reakcji na podporze) można w przybliżeniu określić na poziomie współczynnika oporów głównych f (jeżeli nie są prowadzone dokładne obliczenia iteracyjne). W obliczeniach przyjęto, że dla zakresu małych sił (dla $S = 225 \text{ kN}$) współczynnik oporów głównych wynosi $f = 0,021$, a zatem kąt ugięcia początkowego taśmy można przyjąć na poziomie $\varphi_0 = 0,021 \text{ rad}$ ($1,2^\circ$). Dla siły $S = 450 \text{ kN}$ założono wstępnie, że współczynnik $f = 0,017$, a przyjęty kąt $\varphi_0 = 0,017 \text{ rad}$ ($0,97^\circ$). Dla siły $S = 225 \text{ kN}$ uproszone równanie linii ugięcia taśmy (bez uwzględnienia kąta początkowego φ_0), po podstawieniu obliczonych wartości do wzoru (1.87) będzie miało postać

$$y(x) = 0,032 \cdot \left[x - x^2 + 0,219 \cdot \cosh(2,635 \cdot x - 1,3175) - 0,438 \right].$$

Maksymalne ugięcie taśmy wystąpi na środku rozstawu krążnikowego

$$y_{\max} = 0,032 \cdot [0,5 - 0,5^2 + 0,219 \cdot \cosh(0) - 0,438] = 9,92 \cdot 10^{-4} = 0,992 \text{ mm.}$$

Po uwzględnieniu kąta ugięcia początkowego (dla $\varphi_0 = 0,021$ rad)

$$\frac{\varphi_0 \cdot \omega}{\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1} = \frac{0,021 \cdot 2,635}{0,521} = 0,106 \text{ m}^{-1}.$$

Zgodnie z równaniem (1.86) przebieg linii ugięcia taśmy można opisać, korygując poprzednie równanie przez dodanie członu przy kącie φ_0 , czyli

$$y(x) = 0,032 \cdot [x - x^2 + 0,219 \cdot \cosh(2,635 \cdot x - 1,3175) - 0,438] + 0,106 \cdot [x - 0,288 \cdot \sinh(2,635 \cdot x - 1,3175) - 0,5].$$

Dla siły napinającej taśmę $S = 450$ kN równanie uproszczone będzie miało postać

$$y(x) = 0,0148 \cdot [x - x^2 + 0,0749 \cdot \cosh(3,892 \cdot x - 1,946) - 0,268],$$

a maksymalne ugięcie taśmy

$$y_{\max} = 0,0148 \cdot [0,5 - 0,5^2 + 0,0749 \cdot \cosh(0) - 0,268] = 8,42 \cdot 10^{-4} = 0,842 \text{ mm,}$$

wobec

$$\frac{\varphi_0 \cdot \omega}{\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1} = \frac{0,017 \cdot 3,892}{1,027} = 0,064 \text{ m}^{-1}$$

równanie dokładne wg (1.86) będzie miało postać

$$y(x) = 0,0148 \cdot [x - x^2 + 0,0749 \cdot \cosh(3,892 \cdot x - 1,946) - 0,268] + 0,064 \cdot [x - 0,146 \cdot \sinh(3,892 \cdot x - 1,946) - 0,5].$$

Przebieg kąta ugięcia taśmy, określony zależnością (1.83), dla analizowanych dwóch poziomów sił będzie zgodny z równaniami:

dla $S = 225$ kN

$$\varphi(x) = 0,032 \cdot [0,577 \cdot \sinh(2,635 \cdot x - 1,3175) + 1,0 - 2 \cdot x] + 0,0531 \cdot [0,759 - 0,577 \cdot \cosh(2,635 \cdot x - 1,3175)],$$

dla $S = 450$ kN

$$\varphi(x) = 0,0148 \cdot [0,292 \cdot \sinh(3,892 \cdot x - 1,946) + 1,0 - 2 \cdot x] + 0,0322 \cdot [0,514 - 0,292 \cdot \cosh(3,892 \cdot x - 1,946)].$$

Przebieg momentu gnącego w taśmie dla dwóch analizowanych poziomów sił, zgodnie z wcześniej wyprowadzonym równaniem ogólnym (1.88), dla wyznaczonych parametrów będzie opisany następującymi zależnościami:

dla siły $S = 225$ kN

$$M(x) = 1774 \cdot [1 - 0,760 \cdot \cosh(2,635 \cdot x - 1,3175)] + 2211 \cdot \sinh(2,635 \cdot x - 1,3175),$$

dla siły $S = 450$ kN

$$M(x) = 813 \cdot [1 - 0,5675 \cdot \cosh(3,892 \cdot x - 1,946)] + 994 \cdot \sinh(3,892 \cdot x - 1,946).$$

Wykresy kąta ugięcia taśmy dla analizowanego przykładu przedstawiono na rysunku 1.12.

Jeżeli uwzględnimy zbieganie boczne taśmy na łuku poziomym trasy, to – zgodnie z rysunkiem 1.17 – przekrój poprzeczny taśmy, decydujący o sztywności zginania, będzie niesymetryczny. Przyjmując przesunięcie taśmy $s_B = 0,1$ m oraz kąt wychylenia zestawu $\gamma = 6^\circ$, można wyznaczyć charakterystyczne wymiary niecki w nowym ułożeniu:

$$\text{po lewej stronie} \quad l_{t1} = l_{ts} - s_B = 0,702 - 0,1 = 0,602 \text{ m}$$

oraz

$$\text{po prawej stronie} \quad l_{t2} = l_{ts} + s_B = 0,702 + 0,1 = 0,802 \text{ m.}$$

Wymiar środkowej części niecki pozostaje bez zmian (w stosunku do układu symetrycznego) $l_m = 0,846$ m. Współrzędna określająca położenie środka ciężkości niesymetrycznego przekroju poprzecznego taśmy zgodnie z (1.106)

$$y_s = \frac{l_{t1}^2 \cdot \sin(\lambda - \gamma) - l_m \cdot (l_{t1} - l_{t2}) \cdot \sin \gamma + l_{t2}^2 \cdot \sin(\lambda + \gamma)}{2 \cdot B}$$

$$= \frac{0,602^2 \cdot \sin(39^\circ) - 0,846 \cdot (0,602 - 0,802) \cdot \sin(6^\circ) + 0,802^2 \cdot \sin(51^\circ)}{2 \cdot 2,25} = 0,1657 \text{ m.}$$

Pionowe przesunięcia środka ciężkości bocznych części niecki zgodnie z wzorami (1.107) i (1.109):

$$\xi_1 = 0,5 \cdot l_{t1} \cdot \sin(\lambda - \gamma) - 0,5 \cdot l_m \cdot \sin \gamma - y_s$$

$$= 0,5 \cdot 0,602 \cdot \sin(39^\circ) - 0,5 \cdot 0,846 \cdot \sin(6^\circ) - 0,1657 = -0,02049 \text{ m,}$$

$$\xi_2 = 0,5 \cdot l_{t2} \cdot \sin(\lambda + \gamma) + 0,5 \cdot l_m \cdot \sin \gamma - y_s$$

$$= 0,5 \cdot 0,802 \cdot \sin(51^\circ) + 0,5 \cdot 0,846 \cdot \sin(6^\circ) - 0,1657 = 0,19015 \text{ m.}$$

Momenty bezwładności poszczególnych części przekroju poprzecznego taśmy:

$$J_{S1} = \frac{h_t \cdot l_{t1}^3}{12} \cdot \sin^2(\lambda - \gamma) + h_t \cdot l_{t1} \cdot \xi_1^2$$

$$= \frac{0,021 \cdot 0,602^3}{12} \cdot \sin^2(39^\circ) + 0,021 \cdot 0,602 \cdot (-0,02049)^2 = 1,5904 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4,$$

$$J_m = \frac{h_t \cdot l_m^3}{12} \cdot \sin^2(\gamma) + h_t \cdot l_m \cdot y_s^2$$

$$= \frac{0,021 \cdot 0,846^3}{12} \cdot \sin^2(6^\circ) + 0,021 \cdot 0,846 \cdot 0,1657^2 = 4,9937 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4,$$

$$J_{S2} = \frac{h_t \cdot l_{t2}^3}{12} \cdot \sin^2(\lambda + \gamma) + h_t \cdot l_{t2} \cdot \xi_2^2$$

$$= \frac{0,021 \cdot 0,802^3}{12} \cdot \sin^2(51^\circ) + 0,021 \cdot 0,802 \cdot 0,19015^2 = 1,154 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4.$$

Moment bezwładności przekroju po dodaniu momentów składowych

$$J = J_{S1} + J_m + J_{S2} = 1,5904 \cdot 10^{-4} + 4,9937 \cdot 10^{-4} + 1,154 \cdot 10^{-3} = 1,812 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4.$$

Po uwzględnieniu jednostkowej sztywności taśmy $D = 24,7$ N·m sztywność zginania całego przekroju poprzecznego taśmy będzie

$$E \cdot J = \frac{12 \cdot D}{h_t^3} \cdot J = \frac{12 \cdot 24,7}{0,021^3} \cdot 1,812 \cdot 10^{-3} = 57993 \text{ N} \cdot \text{m}^2.$$

Sztywność zginania taśmy jest więc ponad dwukrotnie większa niż dla symetrycznego (nominalnego) ułożenia taśmy na górnych zestawach trójkąźnikowych.

Przykład 2

Wyznaczyć linię ugięcia taśmy na przenośniku transportującym rudę miedzi dla następujących parametrów:

- taśma z rdzeniem tekstylnym pięcioprzekładkowym typu EP2000/5, grubość taśmy $h_t = 23 \text{ mm}$, masa jednostkowa taśmy $m_t = 32 \text{ kg/m}^2$, szerokości taśmy $B = 1,2 \text{ m}$; kąt niecki w ciągnie górnym $\lambda = 30$; zmierzona sztywność jednostkowa taśmy wg [14] $D = 13 \text{ N} \cdot \text{m}$; w warunkach nominalnych (symetryczne ułożenie taśmy na kążnikach bez zbiegania bocznego) wymiary przekroju poprzecznego niecki są następujące: $l_m = 0,462 \text{ m}$ oraz $l_{ts} = 0,369 \text{ m}$;
- transportowany materiał charakteryzuje się gęstością usypową $\rho = 1800 \text{ kg/m}^3$;
- prędkość taśmy $v_t = 2,5 \text{ m/s}$; stopień załadowania taśmy $k_z = 0,6$, siła w taśmie na poziomie ok. 4% nominalnej siły zrywającej, tj. $S = 80 \text{ kN}$; odległość zestawów kążnikowych w ciągnie górnym $l_g = 1,2 \text{ m}$; nominalny przekrój strugi urobku przy wypełnieniu znamionowym $A_{nom} = 0,1625 \text{ m}^2$ (wg zależności (2.3)).

Jednostkowa masa urobku obciążająca ciągnie górne

$$m_u = k_z \cdot A_{nom} \cdot \rho = 0,6 \cdot 0,1625 \cdot 1800 = 175,5 \text{ kg/m}.$$

Liniowe obciążenie ciągnie górnego

$$q = (m_u + B \cdot m_t) \cdot g = (175,5 + 1,2 \cdot 32,0) \cdot 9,81 = 2098 \text{ N/m}.$$

Zastępcza siła w taśmie

$$S_0 = S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2 = 80000 - (175,5 + 1,2 \cdot 32,0) \cdot 2,5^2 = 78663 \text{ N}.$$

Sztywność zginania taśmy zgodnie z równaniem (1.98)

$$\begin{aligned} E \cdot J &= 12 \cdot D \cdot \frac{l_{ts}^3}{h_t^2} \cdot \sin^2 \lambda \cdot \left[\frac{l_{ts} \cdot l_m}{B^2} + 2 \cdot \left(\frac{1}{3} - \frac{l_{ts}}{B} + \frac{l_{ts}^2}{B^2} \right) \right] \\ &= 12 \cdot 13,0 \cdot \frac{0,369^3}{0,023^2} \cdot \sin^2(30^\circ) \cdot \left[\frac{0,462 \cdot 0,369}{1,2^2} + 2 \cdot \left(\frac{1}{3} - \frac{0,369}{1,2} + \frac{0,369^2}{1,2^2} \right) \right] = 1330 \text{ N} \cdot \text{m}^2. \end{aligned}$$

Parametry do wyznaczania linii ugięcia taśmy:

$$\omega = \sqrt{\frac{S_0}{E \cdot J}} = \sqrt{\frac{78663}{1330}} = 7,69 \text{ m}^{-1},$$

$$p = \frac{1}{2} \cdot \omega \cdot l_g = \frac{1}{2} \cdot 7,69 \cdot 1,2 = 4,614,$$

$$\sinh(p) = \sinh(4,614) = 50,456,$$

$$\tgh(p) = \tgh(4,614) = 0,9998,$$

$$\frac{p}{\tgh(p)} - 1 = \frac{4,614}{0,9998} - 1 = 3,6149.$$

Kąt ugięcia początkowego taśmy przyjmujemy $\varphi_0 = 0,018$ rad (ok. $1,03^\circ$), a zatem

$$\frac{\varphi_0 \cdot \omega}{\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} - 1} = 0,50037.$$

Z uwzględnieniem obliczonych parametrów można linię ugięcia taśmy oraz przebieg kąta ugięcia taśmy opisać równaniami:

$$y(x) = 0,016 \cdot \left[x - \frac{x^2}{1,2} + 0,002236 \cdot \cosh(7,69 \cdot x - 4,614) - 0,13 \right] + 0,0383 \cdot \left[x - 0,0099 \cdot \sinh(7,69 \cdot x - 4,614) - 0,5 \right],$$

$$\varphi(x) = 0,016 \cdot \left[0,0198 \cdot \sinh(7,69 \cdot x - 4,614) + 1,0 - \frac{x}{0,6} \right] + 0,02297 \cdot \left[0,21673 - 0,01982 \cdot \cosh(7,69 \cdot x - 4,614) \right].$$

Graficzny przebieg obu wyprowadzonych zależności przedstawiono wcześniej na rysunku 1.13.

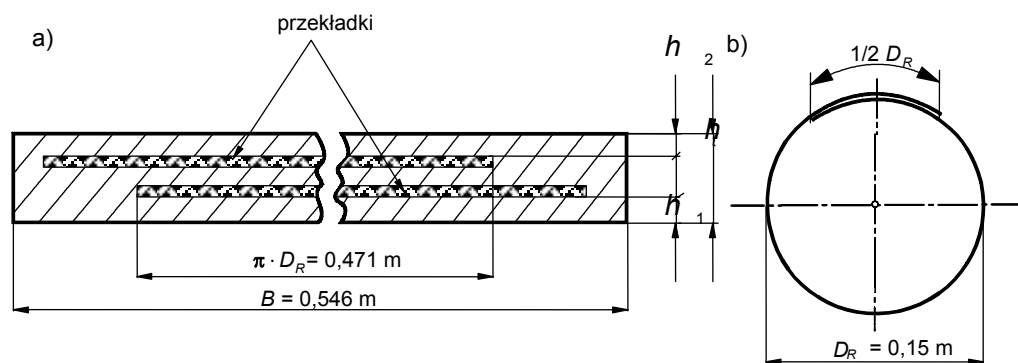
Przykład 3

Wyznaczyć sztywność zginania taśmy z rdzeniem tkaninowym dwuprzekładkowym ($z = 2$) w przenośniku rurowym o następujących parametrach:

- średnica nominalna cięgna rurowego $D_R = 150$ mm, taśma grubości $h_t = 11$ mm z dwiema symetrycznymi okładkami o grubościach $h_1 = h_2 = 4$ mm,
- wytrzymałość nominalna taśmy $K_n = 630$ kN/m; siła w taśmie w ciągnie górnym zmienia się w przedziale od 2 do 6% nominalnych naprężeń zrywających ($K = 2 \div 6\% K_n$).

Zgodnie z rysunkiem 1.19b szerokość taśmy, z uwagi na tzw. zakładkę, równą około $0,5 \cdot D_R$, dla przyjętej średnicy nominalnej wynosi

$$B = \pi \cdot D_R + \frac{1}{2} \cdot D_R = 3,64 \cdot D_R = 3,64 \cdot 0,15 = 0,546 \text{ m}.$$



Rys. 1.19. Przekrój poprzeczny taśmy do przenośnika rurowego:

a) wymiary i rozmieszczenie przekładek w rdzeniu; b) po zwinięciu w rurę z nakładką szerokości $1/2 \cdot D_R$

Rdzeń stanowią dwie przekładki rozmieszczone tak, że na obu brzegach taśmy sztywność jest mniejsza (rys. 1.19a). Strefy zmniejszonej sztywności taśmy (obejmujące tylko jedną przekładkę) są tak dobrane, że występują w rejonie nakładki, można zatem założyć stałą sztywność jednostkową D po obwodzie koła otworzonego ze zwiniętej taśmy. Sztywność jednostkowa taśmy wyznaczona z zależności empirycznej (1.117)

$$\text{dla } K = 2\% \quad D = \left(0,6 + \frac{4+4}{22,5}\right) \cdot e^{2,26-0,23 \cdot 2+0,063 \cdot 4} = 6,21 \text{ N} \cdot \text{m}$$

oraz

$$\text{dla } K = 6\% \quad D = \left(0,6 + \frac{4+4}{22,5}\right) \cdot e^{2,26-0,23 \cdot 6+0,063 \cdot 4} = 1,73 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Po przeliczeniu według zależności (1.103) sztywność zginania przekroju kołowego utworzonego z taśmy:

$$\text{dla } K = 2\% \quad E \cdot J = \frac{3 \cdot \pi \cdot D \cdot D_R^3}{2 \cdot h_t^2} = \frac{3 \cdot 3,14 \cdot 6,21 \cdot 0,15^3}{2 \cdot 0,012^2} = 685,9 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

oraz

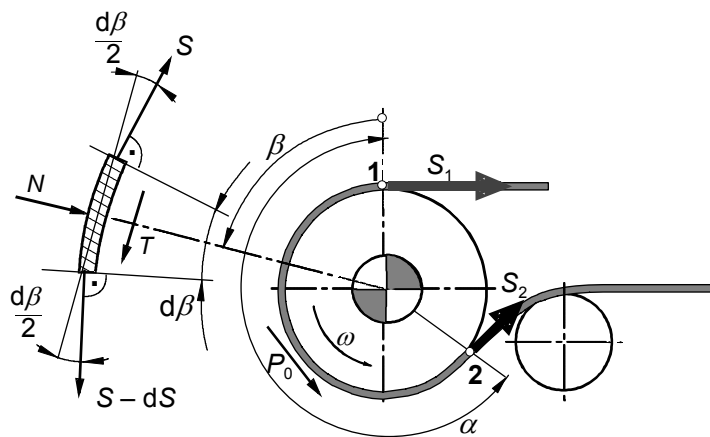
$$\text{dla } K = 6\% \quad E \cdot J = \frac{3 \cdot \pi \cdot D \cdot D_R^3}{2 \cdot h_t^2} = \frac{3 \cdot 3,14 \cdot 1,73 \cdot 0,15^3}{2 \cdot 0,012^2} = 191,1 \text{ N} \cdot \text{m}^2.$$

1.2. Sprężenie cierne między taśmą i bębniem napędowym

Podstawowym typem napędu przenośnika taśmowego jest napęd bębnowy składający się z jednego lub kilku (maksymalnie czterech) bębniów napędowych. Energia napędowa z bębna do taśmy przekazywana jest przez siły tarcia. Konieczne jest przy tym zabezpieczenie przed poślizgiem rozwiniętej taśmy na bębnie. Prostem i najczęściej stosowanym sposobem zabezpieczenia przed poślizgiem jest zwiększenie siły napinającej taśmę. Zwiększa to jednak poziom sił w całej taśmie i w konsekwencji wpływa niekorzystnie na trwałość samej taśmy oraz bębniów. W przenośnikach o znacznych mocach napędów głównych dochodzących do kilku tysięcy kilowatów zagadnienie sprężenia cierne między taśmą i bębniem (bębniami) ma istotne znaczenie dla określenia warunków występowania poślizgów. W tym celu niezbędne jest poznanie zjawisk zachodzących w trakcie przewijania taśmy na bębniem napędowym nie tylko w ruchu ustalonym, ale również w stanach nieustalonych. Na rysunku 1.20 przedstawiono taśmę mającą kontakt z powierzchnią bębna na kącie opasania α . W rozważaniach pomija się odkształcenia sprężyste taśmy w wyniku zmian sił na kącie opasania oraz przyjmuje się stałą wartość współczynnika tarcia między taśmą i bębniem μ . Zakłada się, że w punkcie 1 (rys. 1.20), będącym punktem nabiegania, występuje siła rozciągająca taśmę S_1 . Na kącie opasania α , w wyniku działania sił tarcia, siła w taśmie zmienia się, osiągając w punkcie zbiegania 2 poziom S_2 . Siły tarcia występują na całej powierzchni kontaktu taśmy z bębniem, co uniemożliwia zbada-

nie równowagi cięgna jako całości. Należy zatem rozważyć równowagę wydzielonego elementu cięgna na nieskończenie małym łuku $d\beta$ w miejscu odległym od punktu nabiegania o kąt β . Aby powstała siła tarcia, musi występować docisk z siłą normalną N . Docisk ten pojawia się w wyniku zgięcia taśmy na walcowej powierzchni bębna. Dla wydzielonego elementu taśmy normalna siła docisku N równa jest sumie rzutów sił S oraz $S-dS$ na kierunek promieniowy

$$N = S \cdot \sin \frac{d\beta}{2} + (S - dS) \cdot \sin \frac{d\beta}{2}. \quad (1.118)$$



Rys. 1.20. Schemat do analizy sprzężenia ciernego taśmy na bębnie napędowym

Dla małych kątów $\sin(d\beta/2) \approx d\beta/2$ oraz iloczyn $dS \cdot \sin(d\beta/2) \approx 0$, a zatem można przejść do postaci

$$N = S \cdot d\beta. \quad (1.119)$$

Siła tarcia przekazana z bębna do taśmy na łuku opasanym $d\beta$

$$T = \mu \cdot N = \mu \cdot S \cdot d\beta. \quad (1.120)$$

Z równowagi sił na kierunku stycznym wynika równanie

$$S \cdot \cos \frac{d\beta}{2} = (S - dS) \cdot \cos \frac{d\beta}{2} + T. \quad (1.121)$$

Po przyjęciu założeń dla małych kątów $\cos(d\beta/2) \approx 1$ oraz po uwzględnieniu zależności (1.120) równanie to przyjmuje postać:

$$dS = \mu \cdot S \cdot d\beta \quad \text{lub} \quad \frac{dS}{S} = \mu \cdot d\beta. \quad (1.122)$$

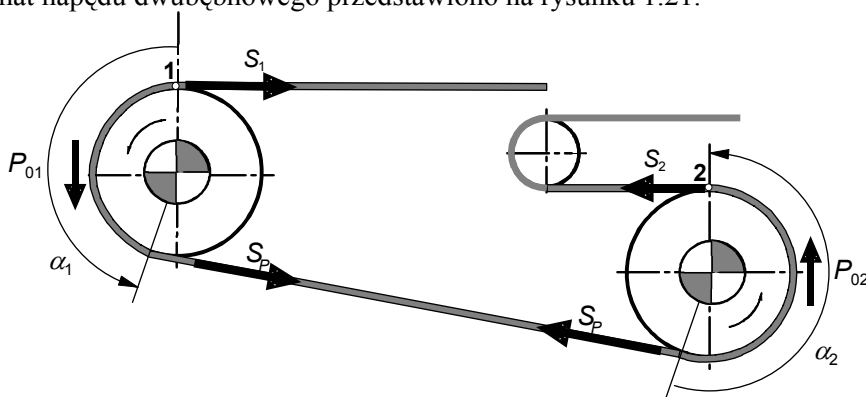
Ponieważ siła w taśmie zmienia się od S_1 w punkcie nabiegania (dla $\beta = 0$) do S_2 w punkcie zbiegania (dla $\beta = \alpha$), po scałkowaniu w tych granicach

$$\int_{S_1}^{S_2} \frac{dS}{S} = \int_0^{\alpha} \mu \cdot d\beta \quad (1.123)$$

otrzymuje się związek między siłami S_1 i S_2

$$\ln \frac{S_1}{S_2} = \mu \cdot \alpha \quad \text{lub} \quad \frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \cdot \alpha}. \quad (1.124)$$

Jest to znany wzór Eulera, w którym wyrażenie $\exp(\mu \cdot \alpha)$ jest zawsze większe od jedności, gdyż $\mu \cdot \alpha > 0$, a więc siła S_1 jest zawsze większa od siły S_2 . Różnica sił S_1 i S_2 jest siłą obwodową P_0 , przekazaną do taśmy przez napęd przenośnika w wyniku sprzężenia ciernego. Stosunek siły nabiegającej do siły zbiegającej S_1/S_2 jest tym większy, im większy jest współczynnik tarcia μ między taśmą i powierzchnią bębna oraz im większy jest kąt opasania α . Wnioski te mają zastosowanie praktyczne. W celu zwiększenia współczynnika tarcia, a tym samym sprzężenia ciernego między taśmą i bębem napędowym, stosuje się gumowe lub ceramiczne okładziny bębnow. Aby uzyskać większe sprzężenie ciernie, zwiększa się kąty opasania bębnow napędowych. Ze względów konstrukcyjnych maksymalny, możliwy do uzyskania kąt opasania pojedynczego bębna napędowego wyniesie ok. $\alpha_{\max} = 2/3 \cdot \pi$ rad (270°). Po wyczerpaniu możliwości pojedynczego bębna napędowego w celu uzyskania większej możliwości przekazania energii napędowej stosuje się układy dwu- lub wielobębnowe. Schemat napędu dwubębnowego przedstawiono na rysunku 1.21.



Rys. 1.21. Siły w taśmie i siły obwodowe w czołowym napędzie dwubębnowym

Siła S_1 jest tutaj siłą w taśmie w miejscu nabiegania na pierwszy bęben napędowy (liczony w kierunku ruchu taśmy), a siła S_2 jest siłą zbiegającą z ostatniego bębna napędowego (w tym przypadku z drugiego bębna napędowego). Taśma na odcinku

między bębnami rozciągana jest siłą S_p . Siła ta jest siłą zbiegającą z pierwszego bębna napędowego i w razie braku oporów ruchu taśmy na odcinku między bębnami jest równocześnie siłą nabiegającą na drugi bęben napędowy. Kąty opasania i siły obwodowe przekazywane na bębnach wynoszą odpowiednio: α_1 i α_2 oraz P_{01} i P_{02} . Zgodnie z równaniem Eulera (1.124)

$$\frac{S_1}{S_p} = e^{\mu \cdot \alpha_1} \quad \text{oraz} \quad \frac{S_p}{S_2} = e^{\mu \cdot \alpha_2}. \quad (1.125)$$

Po pomnożeniu stronami obydwu zależności otrzymuje się

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{\mu \cdot \alpha_1} \cdot e^{\mu \cdot \alpha_2} = e^{\mu \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)} = e^{\mu \cdot \alpha}. \quad (1.126)$$

Jak widać, wzór Eulera jest słuszny również dla układu kilku bębnow, gdzie kąt opasania jest sumą kątów opasania poszczególnych bębnow napędowych. Różnica sił $S_1 - S_2$ jest równa sile obwodowej przekazanej do taśmy przez napęd główny przenośnika. W przypadku napędu wielobębnowego jest to suma wszystkich sił obwodowych na poszczególnych bębnach

$$S_1 - S_2 = P_0. \quad (1.127)$$

Po połączeniu równań (1.126) i (1.127) otrzymuje się zależność pomiędzy siłą zbiegającą a przekazywaną siłą obwodową

$$P_0 = S_2 \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1). \quad (1.128)$$

Ponieważ $\exp(\mu \cdot \alpha)$ jest zawsze większe od 1, przekazywana siła obwodowa jest więc większa od siły zbiegającej S_2 . Określona równaniem (1.128) siła obwodowa P_0 jest tylko wartością graniczną. Jeżeli moment rozwijany przez silnik lub silniki stacji napędowej będzie powodował większą siłę obwodową niż ta wartość (na przykład w trakcie rozruchu przenośnika), to pojawi się poślizg rozwinięty, który będzie trwał dopoty, dopóki siła obwodowa nie spadnie ponownie poniżej poziomu granicznego. W celu zabezpieczenia się przed poślizgiem na bębnie lub bębnach stacji napędowej przyjmuje się odpowiednio dużą siłę napinającą taśmę. Wymagany poziom napięcia taśmy określa nierówność

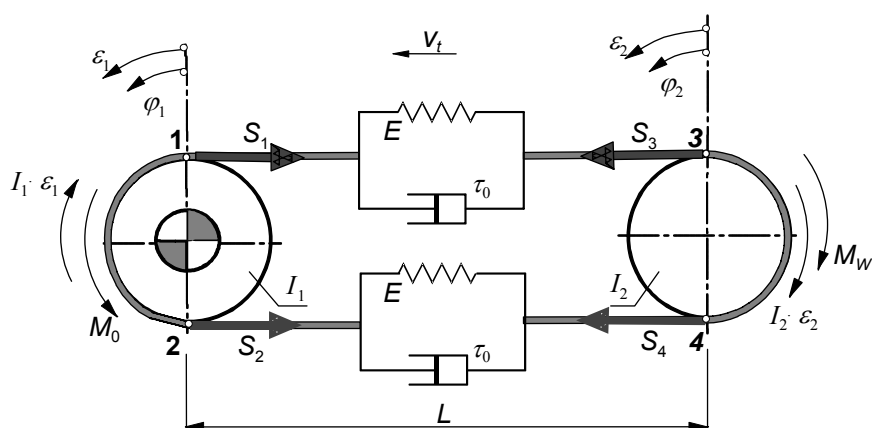
$$S_2 \geq \frac{P_0}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}. \quad (1.129)$$

Do zabezpieczenia przed poślizgiem we wszystkich stanach pracy przenośnika przyjmuje się siłę napinającą S_2 z zapasem do 30% dla ruchu ustalonego i rozruchu oraz około 10% zapasem w warunkach hamowania [1, 2, 42, 53].

Wymagany poziom siły S_2 gwarantuje odpowiednio dobrane urządzenie napinające taśmę. Istotnym czynnikiem mającym wpływ na współpracę cierną taśmy z po-

wierzchnią bębna napędowego jest współczynnik tarcia μ . Zależy on od rodzaju i stanu powierzchni bębnow (gładki płaszcz stalowy lub specjalna okładzina bębna – patrz tab. 2.9), od stopnia i rodzaju zanieczyszczenia bębnow (wilgoć oraz zapylenie cząstkami nosiwa), a także od wartości nacisków na bębnie [42, 53]. W celu bezpiecznego wymiarowania napędu i urządzenia napinającego przyjmuje się w obliczeniach projektowych minimalne wartości tego współczynnika, zgodnie z tabelą 2.9 (patrz rozdz. 2.).

W obliczeniach projektowych sprzężenie ciernie na bębnie lub bębnach napędowych sprawdzane jest nie tylko w ruchu ustalonym, ale również w stanach nieustalonych. Podstawowe problemy współpracy cierniej taśmy z bębniem napędowym w warunkach rozruchu można omówić na prostym modelu fizycznym (rys. 1.22), składającym się z dwóch bębnow o promieniu r , przez które przewijana jest taśma napiętą wstępnie siłą S_0 . Jeden z bębnow jest bębniem napędowym (czołowy), gdzie skupiona jest cała masa zastępcza elementów napędu oraz część masy przypadająca na trasę przenośnika (masa taśmy, urobku i części obrotowych kważników). Na drugim bębnie (zwrotnym) skupiona jest cała masa pozostałych ruchomych części przenośnika. Szczegóły wyznaczania mas zastępczych modeli dynamicznych przenośnika omówiono w p. 7.1.

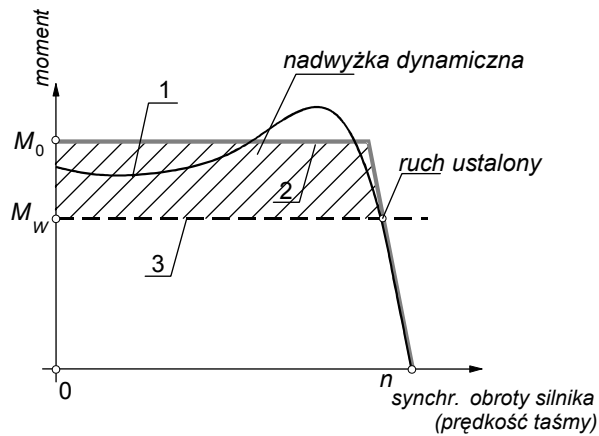


Rys. 1.22. Dwumasowy model przenośnika ze stałym położeniem bębna napinającego w trakcie rozruchu (stała odległość osi bębnow)

Skupiając się tylko na zagadnieniach sprzężenia cierniego, pominięto szczegółowy rozkład oporów ruchu taśmy i przyjęto daleko idące założenia upraszczające. Założono przede wszystkim, że wszystkie opory ruchu przenośnika reprezentuje moment oporu M_w , skupiony na bębnie zwrotnym. Do bębna napędowego przyłożony jest moment czynny M_0 , odwzorowujący działanie napędu.

W napędach przenośników taśmowych stosowane są na ogół silniki asynchroniczne prądu zmiennego. W tego typu silnikach moment M_0 (rys. 1.23) zależy od prędkości obrotowej silnika, a zatem i od prędkości kątowej bębna napędowego. W przed-

stawionych rozważaniach, podobnie jak w wielu innych pracach [8, 24, 42, 47, 54], przyjęto, że w początkowej fazie rozruchu moment silnika ma stałą, niezależną od prędkości wartość $M_0 = \text{const}$. W rzeczywistości, zależnie od typu silnika oraz zastosowanego urządzenia rozruchowego, moment rozruchowy zmienia swą wartość w miarę rozpędzania przenośnika i wykazuje przy tym silne oscylacje. Aby możliwy był rozruch, moment czynny M_0 musi działać z odpowiednią nadwyżką dynamiczną w stosunku do momentu oporu M_w . W trakcie rozruchu, w zakresie prędkości taśmy zbliżonej do ruchu ustalonego, moment ten spada liniowo, osiągając wartość zerową przy obrotach synchronicznych (rys. 1.23). W ten sposób charakterystyka mechaniczna silnika sprowadzona została do dwóch zależności liniowych.



Rys. 1.23. Przebieg momentu rozruchowego silnika napędu przenośnika taśmowego:
1 – charakterystyka rozruchowa silnika asynchronicznego prądu zmiennego,
2 – przyjęta charakterystyka modelowa, 3 – moment oporów ruchu przenośnika

W celu uproszczenia zależności przyjęto dwuparametrowy model taśmy oraz pominięto masę taśmy pomiędzy bębnami, skupiając ją na obu bębnach. Dzięki tym założeniom ruch nieustalony modelu opisują tylko dwa równania. Równanie ruchu bębna czołowego

$$(S_1 - S_2) \cdot r + I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_0 \quad (1.130)$$

i równanie ruchu bębna zwrotnego

$$(S_1 - S_2) \cdot r = M_w + I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \quad (1.131)$$

Równania (1.130) i (1.131) w prosty sposób można przekształcić do zależności

$$M_0 - M_w = I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 \quad (1.132)$$

Różnica momentów $M_0 - M_w$ jest nadwyżką dynamiczną powodującą przyspieszenie wirujących mas o momentach bezwładności I_1 i I_2 .

W chwili $t = 0$ siły w obu cięgnach są równe i wynoszą S_0 . W trakcie rozruchu zmieniają się siły w taśmie

$$S_1(t) = S_0 + S_d(t) \quad \text{oraz} \quad S_2(t) = S_0 - S_d(t), \quad (1.133)$$

stąd wynika różnica sił w cięgnie górnym i dolnym

$$S_1 - S_2 = 2 \cdot S_d. \quad (1.134)$$

Przyrost siły w taśmie dla modelu dwuparametrowego, zgodnie z równaniem (1.1),

$$S_d(t) = B \cdot E \cdot \left(\varepsilon + \tau_0 \cdot \dot{\varepsilon} \right). \quad (1.135)$$

Wydłużenie cięgna wynika z różnicy kątów obrotów bębnow

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{r \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)}{L}, \quad (1.136)$$

a zatem

$$S_d(t) = \frac{B \cdot E \cdot r}{L} \cdot \left[(\varphi_1 - \varphi_2) + \tau_0 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \right]. \quad (1.137)$$

Z połączenia wzorów (1.130), (1.131), (1.134) oraz (1.137) otrzymuje się układ dwóch równań różniczkowych:

$$\frac{2 \cdot B \cdot E \cdot r^2}{L} \cdot \left[(\varphi_1 - \varphi_2) + \tau_0 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \right] + I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = M_0, \quad (1.138)$$

$$\frac{2 \cdot B \cdot E \cdot r^2}{L} \cdot \left[(\varphi_1 - \varphi_2) + \tau_0 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \right] - I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = M_w, \quad (1.139)$$

po rozwiązaniu którego można wyznaczyć przebiegi sił S_1 i S_2 w funkcji czasu. Układ równań jest słuszny tylko wtedy, gdy spełniony jest warunek sprzężenia ciernego na bębnie napędowym, czyli dla

$$S_2 = S_0 - S_d(t) \leq \frac{M_0}{r \cdot (e^{\mu \alpha} - 1)}. \quad (1.140)$$

Jeżeli siła S_2 spadnie poniżej poziomu gwarantującego sprzężenie cierne, na bębnie napędowym nastąpi poślizg rozwinięty i przy stałym współczynniku tarcia μ moment przekazywany do taśmy osiągnie tylko wartość graniczną (mniejszą lub równą M_0)

$$M_{gr} = S_2 \cdot r \cdot (e^{\mu \alpha} - 1) \leq M_0. \quad (1.141)$$

W warunkach poślizgu rozwiniętego bęben napędowy obraca się z większą prędkością kątową niż taśma i należy wtedy rozpatrywać dwa oddzielne równania ruchu.

Pierwszym jest równanie ruchu obrotowego napędu z masą skupioną na bębnie napędowym (z masowym momentem bezwładności I_1) i wirującą z prędkością kątową $\dot{\varphi}_{1s}$

$$M_0 = I_1 \cdot \ddot{\varphi}_{1s} + M_{gr} \quad (\text{gdzie } \varphi_{1s} > \varphi_1). \quad (1.142)$$

Drugie równanie ruchu należy podać dla pozostałych mas przenośnika (w tym konkretnym przypadku mas skupionych na bębnie zwrotnym z momentem bezwładności I_2), na które działa moment czynny od napędu równy w tym przypadku momentowi granicznemu

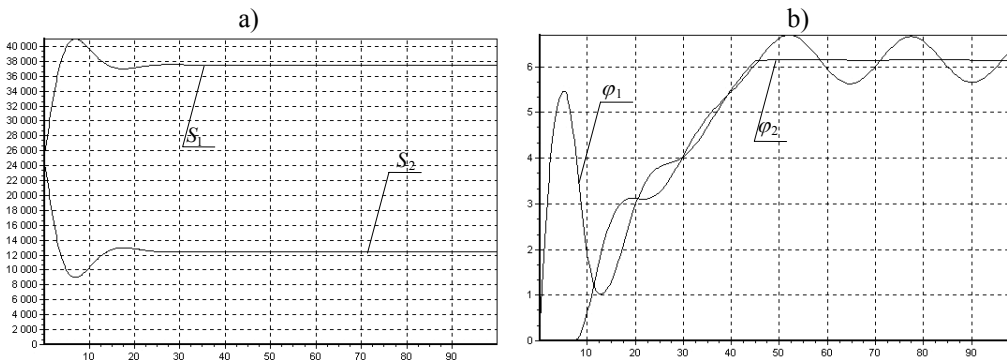
$$M_{gr} = (S_1 - S_2) \cdot r + M_w + I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2. \quad (1.143)$$

Równanie różniczkowe (1.138) przyjmie wtedy postać

$$\frac{2 \cdot B \cdot E \cdot r^2}{L} \cdot [(\varphi_1 - \varphi_2) + \tau_0 \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)]_1 = M_{gr} \quad (1.144)$$

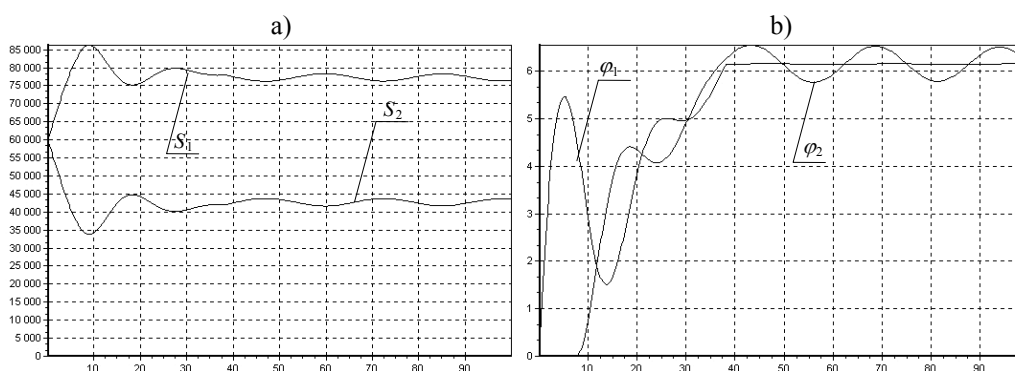
i wraz z równaniem (1.137) będzie tworzyć układ równań, z którego można wyznaczyć prędkości kątowe $\dot{\varphi}_1$ i $\dot{\varphi}_2$. Prędkość kątową bębna napędowego w warunkach poślizgu rozwiniętego $\dot{\varphi}_{1s}$ wyznacza się z równania (1.142). Przedstawione zależności opisujące sprzężenie cierne w warunkach ruchu nieustalonego napędu dotyczą przypadku stałego położenia bębna napinającego (sztywnego urządzenia napinającego). Wówczas długość pętli taśmy na przenośniku jest stała, co jest jednoznaczne z warunkiem stałej, niezmiennej w czasie średniej siły w taśmie. Dla analizowanego, uproszczonego modelu oznacza to, że przyrost siły w cięgnie górnym jest równy spadkowi siły w cięgnie dolnym, zgodnie z zależnością (1.133).

Na rysunkach 1.24 i 1.125 przedstawiono wyniki obliczeń modelowych. W obliczeniach tych wykorzystano specjalistyczne oprogramowanie komputerowe, przeznaczone do rozwiązywania układów równań różniczkowych i przedstawiania wyników obliczeń w formie graficznej.



Rys. 1.24. Rozruch modelu przenośnika ze stałym położeniem bębna napinającego w warunkach poślizgu rozwiniętego (ciągły poślizg od chwili $t = 25$ s); dla siły napęcia wstępnego $S_0 = 25$ kN: a) siły S_1 i S_2 na bębnie napędowym w warunkach poślizgu, b) przebieg prędkości kątowej czołowego bębna napędowego φ_1 i bębna zwrotnego φ_2

W obliczeniach przyjęto typowe parametry przenośnika stosowanego powszechnie w górnictwie podziemnym węgla kamiennego (parametry sprężyste i tłumienie taśmy oraz momenty bezwładności, opory ruchu, moment rozruchowy silników napędu głównego wg [51]). Przyjęto również założenie, że moment rozruchowy M_0 początkowo jest stały i wynosi $1,1 \cdot M_w$, a następnie – w zakresie wysokich obrotów silnika – zmienia się zgodnie z typową charakterystyką liniową silnika asynchronicznego prądu zmiennego. Drugą część charakterystyki silnika (rys. 1.23) opisano linią prostą, opierając się na dwóch charakterystycznych punktach. Dla obrotów znamionowych i odpowiadającej im prędkości kątowej bębna napędowego φ_1 moment M_0 osiąga wartość znamionową, a przy obrotach synchronicznych wartość zerową.



Rys. 1.25. Rozruch modelu przenośnika ze stałym położeniem bębna napinającego w warunkach braku poślizgu rozwiniętego, dla $S_0 = 60$ kN:
a) przebieg sił na bębnie napędowym, b) przebieg prędkości kątowych obu bębnow

W stosowanych układach napędowych przenośników taśmowych nadwyżka dynamiczna momentu rozruchowego wynosi przeciętnie 30÷90% ($M_0/M_w = 1,3 \div 1,9$). W przedstawionym przykładzie, mającym na celu omówienie podstawowych zagadnień sprężenia ciernego w warunkach dynamicznych, ze względu na znaczne uproszczenia przyjęto nadwyżkę dynamiczną równą 10%. Przy kącie opasania bębna napędowego $\alpha = 210^\circ$ ($7/6 \cdot \pi$ rad) oraz współczynnika tarcia $\mu = 0,3$ maksymalny stosunek siły nabiegającej S_1 do siły zbiegającej S_2 może wynosić 3,0. Oznacza to, że po przekroczeniu tej wartości granicznej (dla $S_1/S_2 \geq 3,0$) napęd będzie pracował w warunkach poślizgu rozwiniętego. Jeżeli siła napinająca taśmę S_0 dobrana jest tylko z warunku sprężenia ciernego w ruchu ustalonym (z zapasem 33% w stosunku do siły obwodowej w ruchu ustalonym), czyli gdy

$$S_0 = \frac{1,33 \cdot M_w}{r \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1)}, \quad (1.145)$$

co w analizowanym przypadku odpowiada sile na poziomie 25 kN, wówczas zawsze pojawi się poślizg rozwinięty w trakcie rozruchu (rys. 1.24a i b). Typowym objawem

wystąpienia poślizgu jest wytłumienie oscylacji sił w taśmie (rys. 1.24a). W przedziale czasu, w którym występuje poślizg rozwinięty, pomimo narastania prędkości taśmy, siły S_1 i S_2 się nie zmieniają, zachowując stałą proporcję $S_1/S_2 = 3,0$ (utrzymuje się stan graniczny warunków tarcia na bębnie napędowym). Dopiero wzrost siły napięcia wstępnego taśmy do poziomu $S_0 = 60$ kN (rys. 1.25a i b) gwarantuje pracę bezpoślizgową napędu bębnowego w całym okresie rozruchu.

Innym sposobem napinania, spotykanym często w przenośnikach taśmowych, jest wykorzystanie nadążnego urządzenia ciężarowego, którego schemat przedstawiono na rysunku 1.26. W rozważaniach dotyczących tego modelu pominięto sprawność mechaniczną układu napinającego, wówczas równanie ruchu postępowego bębna napinającego będzie miało postać

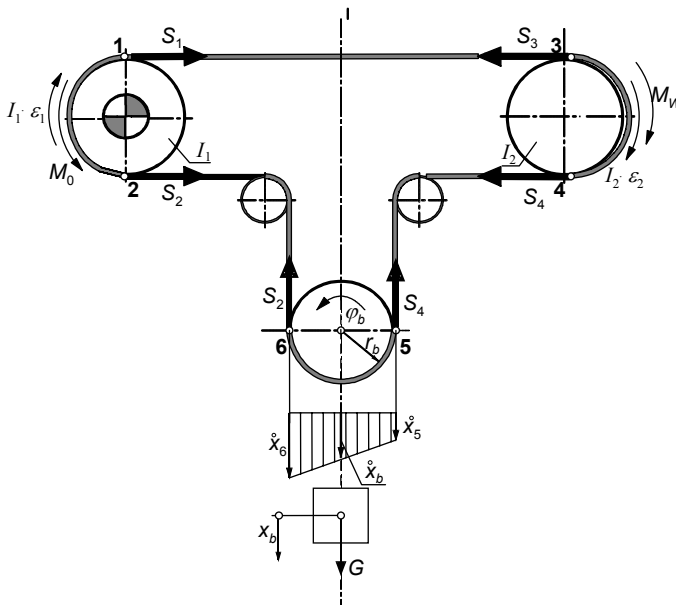
$$S_2 + S_4 = G \cdot \left(1 - \frac{\ddot{x}_b}{g} \right). \quad (1.146)$$

Z liniowego rozkładu prędkości na bębnie (rys. 1.26) wynikają prędkości taśmy w punktach 5 i 6

$$\dot{x}_5 = \dot{\varphi}_b \cdot r_b - \dot{x}_b \quad \text{oraz} \quad \dot{x}_6 = \dot{\varphi}_b \cdot r_b + \dot{x}_b, \quad (1.147)$$

gdzie:

- φ_b – chwilowy kąt obrotu bębna napinającego, rad;
- r_b – promień bębna napinającego, m;
- x_b – przemieszczenie liniowe bębna wraz ciężarem napinającym G , m;
- \dot{x}_5, \dot{x}_6 – liniowe prędkości taśmy w punktach nabiegania i zbiegania z bębna napinającego, m/s.



Rys. 1.26. Uproszczone model przenośnika z ciężarowym urządzeniem napinającym

Przyjmując założenie, że ciężarowe urządzenie napinające dzieli cięgno dolne na dwa odcinki o tej samej długości $L/2$, siły w taśmie, zgodnie z równaniem modelu reologicznego, wynoszą:

$$S_1 = S_3 = S_0 + \frac{B \cdot E}{L} \cdot \left[(r \cdot \varphi_1 - r \cdot \varphi_2) + \tau_0 \cdot (r \cdot \dot{\varphi}_1 - r \cdot \dot{\varphi}_2) \right], \quad (1.148)$$

$$\begin{aligned} S_4 &= S_0 + \frac{B \cdot E}{0,5 \cdot L} \cdot \left[(r \cdot \varphi_2 - x_5) + \tau_0 \cdot (r \cdot \dot{\varphi}_2 - \dot{x}_5) \right] \\ &= S_0 + \frac{B \cdot E}{0,5 \cdot L} \cdot \left[(r \cdot \varphi_2 - r_b \cdot \varphi_b + x_5) + \tau_0 \cdot (r \cdot \dot{\varphi}_2 - r_b \cdot \dot{\varphi}_b + \dot{x}_5) \right], \end{aligned} \quad (1.149)$$

$$\begin{aligned} S_2 &= S_0 + \frac{B \cdot E}{0,5 \cdot L} \cdot \left[(x_6 - r \cdot \varphi_1) + \tau_0 \cdot (\dot{x}_6 - r \cdot \dot{\varphi}_1) \right] \\ &= S_0 + \frac{B \cdot E}{0,5 \cdot L} \cdot \left[(r_b \cdot \varphi_b + x_6 - r \cdot \varphi_1) + \tau_0 \cdot (r_b \cdot \dot{\varphi}_b + \dot{x}_6 - r \cdot \dot{\varphi}_1) \right]. \end{aligned} \quad (1.150)$$

W przypadku układu przedstawionego na rysunku 1.26 obowiązują takie same równania momentów na bębnie napędowym, jak w poprzednim modelu, czyli równanie (1.130) w warunkach sprzężenia bez poślizgu rozwiniętego lub równanie (1.143) w warunkach występowania poślizgu.

Równanie momentów dla bębna zwrotnego

$$(S_3 - S_2) \cdot r = M_w + I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2. \quad (1.151)$$

Liniowe przemieszczenia bębna napinającego wraz z ciężarem G można powiązać z kątami obrotów bębna czołowego i zwrotnego, łącząc równania (1.146), (1.149) i (1.150), wówczas

$$2 \cdot S_0 + \frac{B \cdot E}{0,5 \cdot L} \cdot \left[(r \cdot \varphi_2 - r \cdot \varphi_1 + x_5 + x_6) + \tau_0 \cdot (r \cdot \dot{\varphi}_2 - r \cdot \dot{\varphi}_1 + \dot{x}_5 + \dot{x}_6) \right] = G \cdot \left(1 - \frac{\ddot{x}_b}{g} \right). \quad (1.152)$$

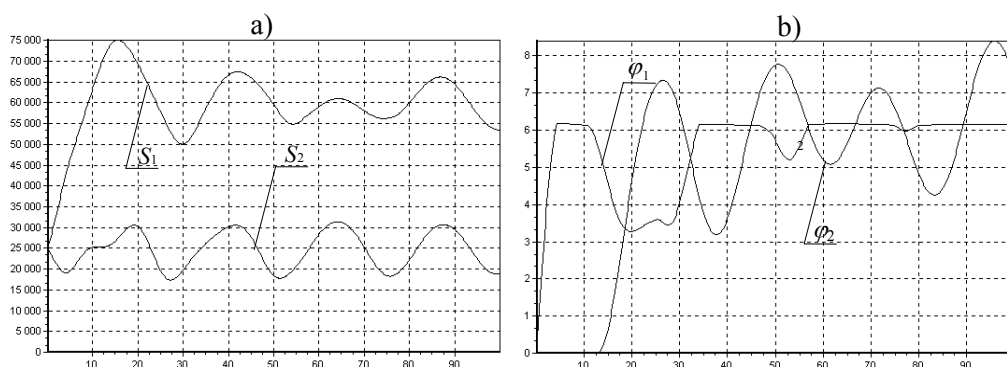
Wiedząc ponadto, że przemieszczenie x_b jest średnią przemieszczeń x_5 i x_6 , można zapisać

$$2 \cdot S_0 + \frac{B \cdot E}{0,5 \cdot L} \cdot \left[(r \cdot \varphi_2 - r \cdot \varphi_1 + 2 \cdot x_b) + \tau_0 \cdot (r \cdot \dot{\varphi}_2 - r \cdot \dot{\varphi}_1 + 2 \cdot \dot{x}_b) \right] = G \cdot \left(1 - \frac{\ddot{x}_b}{g} \right). \quad (1.153)$$

Utworzony z zależności (1.130) lub (1.143) oraz (1.151), (1.152) i (1.153) układ równań różniczkowych umożliwi rozwiązanie uproszczonego modelu przenośnika z ciężarowym urządzeniem napinającym. Wyniki obliczeń tego modelu przedstawiono na rysunku 1.27.

Z porównania przebiegów rozruchu przedstawionych na rysunkach 1.25 i 1.27 wiadać wyraźnie, że do napinania ciężarowego wymagane napięcie wstępne taśmy S_0 jest niższe niż dla urządzenia ze stałym położeniem bębnow. Analizowany przenośnik

z napinaniem ciężarowym rusza z niewielkimi poślizgami i osiąga prędkość znamionową przy sile napięcia wstępnego 25 kN. Na tym samym przenośniku, ale przy napinaniu okresowym, nie ma możliwości przeprowadzenia rozruchu przy sile S_0 równej 25 kN, jak bowiem wykazują obliczenia (rys. 1.25), pojawia się wtedy ciągły poślizg rozwinięty. Dopiero przy sile S_0 wynoszącej około 60 kN uzyskuje się rozruch bezpoślizgowy. W przypadku przenośnika z napinaniem ciężarowym na podstawie obliczeń stwierdzono znaczne oscylacje siły S_2 po stronie zbiegającej z bębna napędowego. Jest to przede wszystkim wynik założeń upraszczających, gdy pominięto tłumiący wpływ tarcia w elementach konstrukcyjnych układu napinania.



Rys. 1.27. Przebieg rozruchu modelu przenośnika z ciężarowym napinaniem taśmy dla napięcia wstępnego $S_0 = 25$ kN:

a) siły w taśmie na bębnie, b) prędkości kątowe bębna napędowego i bębna zwrotnego

W szczegółowych obliczeniach napędów (patrz rozdz. 6.) potrzebna jest znajomość modułu sprężystości taśmy dla warunków obciążeń panujących na bębnie (bębnoch). O obliczeniowym module sprężystości decydują tutaj zamiany sił w taśmie, które wynikają z wartości przekazywanej na bębnie siły obwodowej. Zarówno w ruchu ustalonym, jak i w trakcie rozruchu, jeśli nie dochodzi do poślizgu rozwiniętego, wartość przekazywanej siły obwodowej na bębnie napędowym jest mniejsza od siły granicznej wynikającej z zależności (1.128). Oznacza to, że sprzężenie cierne, którego miarą jest wartość maksymalnej siły obwodowej, nie jest wykorzystywane w 100%. Do obliczeń przyjmuje się, że rozkład sił w taśmie na łuku opasania α , pomimo częściowego wykorzystania sprzężenia cierne, ma przebieg zgodny z funkcją wykładniczą Eulera (1.124). Rzeczywisty obraz przebiegu sił w taśmie może znacznie odbiegać od tych założeń szczególnie w okolicach punktu nabiegania taśmy na bęben napędowy [53] zwłaszcza wtedy, gdy bęben ma odkształcalną okładzinę gumową. Przy obrocie bębna napędowego ze stałą prędkością kątową ω_b występują szybkie zmiany sił w funkcji współrzędnej kątowej β zmieniającej się w granicach od 0 do α

$$s(\beta) = \frac{S_1}{e^{\mu \cdot \beta}} \quad \text{lub} \quad \sigma(\beta) = \frac{\sigma_1}{e^{\mu \cdot \beta}}. \quad (1.154)$$

Z uwzględnieniem związku między współrzędną kątową oraz prędkością kątową $\beta = \omega_b \cdot t$ zmiany naprężeń w taśmie można zapisać

$$\sigma(t) = \sigma_1 \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t} \quad \text{oraz} \quad \frac{d\sigma}{dt} = \dot{\sigma} = -\sigma_1 \cdot \mu \cdot \omega_b \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t}. \quad (1.155)$$

Odształcenie wzdłużne taśmy na bębnie napędowym przy założeniu, że jest ona ciałem lepkosprężystym, opisanym trójparametrowym modelem reologicznym (1.17), będzie miało dwie składowe. Rozwiązania szczególnego należy szukać w postaci funkcji wykładniczej

$$\varepsilon(t) = C \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t} \quad \text{oraz} \quad \frac{d\varepsilon}{dt} = -C \cdot \mu \cdot \omega_b \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t}. \quad (1.156)$$

Po wstawieniu do równania modelu taśmy (1.17) funkcji opisujących zmiany naprężeń (1.155) i odkształceń (1.156) otrzymuje się równanie

$$\begin{aligned} & \sigma_1 \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t} - \sigma_1 \cdot \tau_\varepsilon \cdot \mu \cdot \omega_b \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t} \\ & = M_R \cdot \left(C_1 \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t} - C_1 \cdot \tau_\sigma \cdot \mu \cdot \omega_b \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t} \right), \end{aligned} \quad (1.157)$$

na podstawie którego wyznacza się stałą C_1

$$C_1 = \frac{\sigma_1}{M_R} \cdot \frac{\tau_\varepsilon \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}{\tau_\sigma \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}. \quad (1.158)$$

Po uwzględnieniu drugiej składowej, czyli całki ogólnej (1.2), szukana funkcja odkształceń

$$\varepsilon = C \cdot e^{-t/\tau_\sigma} + \frac{\tau_\varepsilon \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}{\tau_\sigma \cdot \mu \cdot \omega_b - 1} \cdot e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t}. \quad (1.159)$$

Warunek początkowy dla $t = 0$, $\beta = 0$ (punkt nabiegania taśmy na bęben napędowy) umożliwia wyznaczenie stałej C . W chwili, gdy przekrój taśmy nabiega na stację napędową, kończy się proces deformacji w ciągnie górnym. Odkształcenie końcowe taśmy ε_k po zmianie naprężeń w trakcie przemieszczania się wzdłuż ciągnia górnego, opisane równaniem (1.38), jest odkształceniem początkowym ε_p dla analizowanego procesu zmian zachodzących na bębnie napędowym, czyli

$$C = \varepsilon_p - \frac{\sigma_1}{M_R} \cdot \frac{\tau_\varepsilon \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}{\tau_\sigma \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}. \quad (1.160)$$

Ostatecznie odkształcenia taśmy

$$\varepsilon = \varepsilon_p \cdot e^{-t/\tau_\sigma} + \frac{\sigma_1}{M_R} \cdot \frac{\tau_\varepsilon \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}{\tau_\sigma \cdot \mu \cdot \omega_b - 1} \cdot \left(e^{-\mu \cdot \omega_b \cdot t} - e^{-t/\tau_\sigma} \right). \quad (1.161)$$

W miejscu zbiegania z bębna napędowego, po czasie $\Delta t = \alpha/\omega_b$ odkształcenie w taśmie

$$\varepsilon_k = \varepsilon_p \cdot e^{-\alpha/\omega_b \cdot \tau_\sigma} + \frac{\sigma_1}{M_R} \cdot \frac{\tau_\varepsilon \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}{\tau_\sigma \cdot \mu \cdot \omega_b - 1} \cdot \left(e^{-\mu \cdot \alpha} - e^{-\alpha/\omega_b \cdot \tau_\sigma} \right). \quad (1.162)$$

Średni moduł dynamiczny taśmy przy przewijaniu na bębnie napędowym wyznacza się z zależności

$$E_{db} = \frac{\sigma_1 - \sigma_1 \cdot e^{-\mu \cdot \alpha}}{\varepsilon_p - \varepsilon_k} = \frac{M_R \cdot (1 - e^{-\mu \cdot \alpha})}{\frac{M_R}{\sigma_1} \cdot \left(1 - e^{-\alpha/\omega_b \cdot \tau_\sigma} \right) - \frac{\tau_\varepsilon \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}{\tau_\sigma \cdot \mu \cdot \omega_b - 1} \cdot \left(e^{-\mu \cdot \alpha} - e^{-\alpha/\omega_b \cdot \tau_\sigma} \right)}. \quad (1.163)$$

Jeżeli do opisu zachowania taśmy zastosowany będzie model dwuparametrowy (1.1), to moduł dynamiczny taśmy

$$E_{db} = \frac{E \cdot (1 - e^{-\mu \cdot \alpha})}{\frac{E}{\sigma_1} \cdot \left(1 - e^{-\alpha/\omega_b \cdot \tau_0} \right) - \frac{\left(e^{-\mu \cdot \alpha} - e^{-\alpha/\omega_b \cdot \tau_0} \right)}{\tau_0 \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}}. \quad (1.164)$$

Dla rzeczywistych parametrów taśmy (stałe czasowe modelu według badań Jabłońskiego [42] i Markusika [48] mieszczą się w zakresie od kilku do kilkudziesięciu sekund) oraz dla typowych parametrów przenośników składniki zależności (1.164) dążą do wielkości prawie stałych

$$e^{-\alpha/\omega_b \cdot \tau_\sigma} \rightarrow 1 \quad \text{oraz} \quad \frac{\tau_\varepsilon \cdot \mu \cdot \omega_b - 1}{\tau_\sigma \cdot \mu \cdot \omega_b - 1} \rightarrow \frac{\tau_\varepsilon}{\tau_\sigma}, \quad (1.165)$$

czyli równanie dla modelu trójparametrowego można uprościć do postaci

$$E_{db} = M_R \cdot \frac{\tau_\sigma}{\tau_\varepsilon} = E_U, \quad (1.166)$$

dlatego moduł dynamiczny taśmy przy przewijaniu na bębnie napędowym dąży do modułu udarowego E_U . W przypadku modelu dwuparametrowego równanie (1.164) uprości się do postaci

$$E_{db} = E \cdot (\tau_0 \cdot \mu \cdot \omega_b - 1). \quad (1.167)$$

Korzystając z uproszczeń (1.165), można równania określające odkształcenie chwilowe taśmy na końcu odcinka opasania (1.162) przekształcić do prostych zależności analitycznych:

dla modelu trójparametrowego

$$\varepsilon_k = \varepsilon_p - \frac{\sigma_1}{E_U} \cdot (1 - e^{-\mu \cdot \alpha}) \quad (1.168)$$

oraz dla modelu dwuparametrowego

$$\varepsilon_k = \varepsilon_p - \frac{\sigma_1 \cdot (1 - e^{-\mu \alpha})}{E \cdot (\tau_0 \cdot \mu \cdot \omega_b - 1)} \quad (1.169)$$

Odształcenie to należy przyjąć jako odształcenie początkowe przy rozwiązywaniu równań modelu ciągnia dolnego.

Przykłady obliczeń modułu dynamicznego taśmy na bębnie napędowym

Przykład 1

Obliczyć moduł dynamiczny określający właściwości taśmy podczas przewijania na bębnie napędowym dla następujących danych:

- taśma z rdzeniem z linkami stalowymi typu St 3150 opisana modelem reologicznym trójparametrowym,
- moduł relaksacji sprężystej $M_R = 232 \cdot 10^6$ N/m,
- czas relaksacji naprężeń $\tau_\varepsilon = 4$ s oraz czas relaksacji odształceń $\tau_\sigma = 6$ s.

Zgodnie z wyprowadzonym wzorem (1.166) moduł dynamiczny taśmy w warunkach szybkich zmian sił na bębnie napędowym

$$E_{db} = M_R \cdot \frac{\tau_\sigma}{\tau_\varepsilon} = 232 \cdot 10^6 \cdot \frac{6s}{4s} = 348 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

i jest równy modułowi udarowemu E_U (modułowi sprężystości natychmiastowej – patrz tab. 1.1). Dla porównania moduł dynamiczny tej samej taśmy w warunkach pracy w ciągnie górnym $E_d = 174 \cdot 10^6$ N/m i jest zdecydowanie mniejszy niż moduł dynamiczny na bębnie E_{db} .

Przykład 2

Wyznaczyć moduł dynamiczny taśmy z rdzeniem tkaninowym GTP-1000/2 podczas przewijania na bębnie napędowym przy założeniu, że właściwości taśmy określa model reologiczny dwuparametrowy:

- parametry modelu taśmy: $E = 9 \cdot 10^3$ kN/m, $\tau_0 = 1,2$ s;
- parametry napędu: prędkość taśmy $v_t = 3,14$ m/s, średnica bębna napędowego $D_{bn} = 1,0$ m; przełożenie przekładni napędu głównego $i_p = 25$, obroty synchroniczne silnika $n_{\text{synchron}} = 1500$ obr/min, współczynnik tarcia między taśmą i bębniem $\mu = 0,36$.

Prędkość kątowna bębna napędowego

$$\omega_b = \frac{\pi \cdot n_{\text{synchron}}}{30 \cdot i_p} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30 \cdot 25} = 6,28 \text{ s}^{-1}$$

Moduł dynamiczny taśmy na bębnie napędowym obliczony z zależności (1.167)

$$E_{db} = E \cdot (\tau_0 \cdot \mu \cdot \omega_b - 1) = 9 \cdot 10^6 \cdot (6,28 \cdot 0,36 \cdot 1,2 - 1) = 15,4 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

Porównując obliczenia modułu dynamicznego taśmy na bębnie napędowym E_{db} z wynikami obliczeń dla warunków obciążenia w ciągnie górnym lub dolnym (E_d wg p. 1.1), można zauważyć, że przy szybkich zmianach obciążeń taśma charakteryzuje się istotnie większą sztywnością podłużną (większym modułem sprężystości podłużnej).

2. DOBÓR PODSTAWOWYCH PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH PRZENOŚNIKA

Przed przystąpieniem do obliczeń szczegółowych przenośnika taśmowego niezbędny jest dobór podstawowych parametrów konstrukcyjnych. Proste i nieskomplikowane obliczenia, umożliwiające wstępny dobór mocy napędu głównego, parametrów taśmy i trasy przenośnika, można wykonać tak zwaną metodą podstawową. Większość norm dotyczących obliczeń konstrukcyjnych przenośników opiera się na metodzie podstawowej (np. PN-93/M-46552, ISO 5048 lub DIN 22 101). Zależności podane w różnych normach opierają się na analogicznych założeniach i uproszczeniach, a różnią się między sobą wartościami zalecanych współczynników obliczeniowych. Zaletą metody podstawowej są proste i nieskomplikowane obliczenia, dające dobre przybliżenie parametrów rzeczywistych, ale pod warunkiem prawidłowego przyjęcia odpowiednich wartości współczynników obliczeniowych. Wadą natomiast jest brak możliwości analizowania wpływu wielu istotnych czynników, takich jak siła w taśmie, prędkość taśmy, konstrukcja rdzenia taśmy, grubość okładki bieżnej czy temperatura otoczenia, na wartość oporów ruchu, a tym samym wartość mocy napędu głównego.

2.1. Wydajność przenośnika taśmowego

O zdolności transportowej przenośnika decyduje jego wydajność nominalna, która musi być odpowiednio dobrana do wydajności urządzenia podającego (generującego) strugę urobku na przenośnik [53]. Urządzeniem generującym strugę urobku może być na przykład podajnik, ładowarka lub koparka wielonaczyniowa. Nominalną wydajność objętościową nieckowego przenośnika taśmowego (wyrażaną w metrach sześciennych na sekundę) obliczamy według następującego wzoru

$$Q_V = A_{\text{nom}} \cdot v_t \cdot k_\delta \cdot k_z, \quad (2.1)$$

w którym:

A_{nom} – przekrój nominalny strugi nosiwa (urobku), m²;

k_δ – współczynnik korekcyjny uwzględniający pochylenie trasy przenośnika;

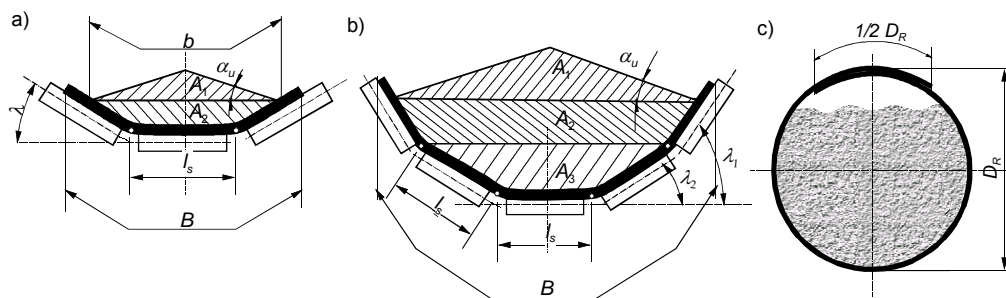
k_z – współczynnik załadowania określający stopień wykorzystania przekroju nominalnego;

v_t – prędkość taśmy, m/s.

Do oceny zdolności transportowej przenośnika stosowana jest również nominalna wydajność masowa (wyrażana w kilogramach na sekundę) wyznaczana z zależności

$$Q_m = Q_V \cdot \rho = A_{\text{nom}} \cdot v_t \cdot k_\delta \cdot k_z \cdot \rho, \quad (2.2)$$

w której ρ – gęstość usypowa nosiwa (urobku), kg/m^3 .



Rys. 2.1. Obliczeniowy przekrój nominalny strugi urobku:
a) w ciągnie górnym trójkątnym, b) w ciągnie górnym pięciokątnym,
c) w przenośniku rurowym

Przekrój nominalny A_{nom} jest wielkością umowną. W przypadku nieckowego i trójkątnego podparcia cięgna nośnego (rys. 2.1a) przyjmuje się, że przekrój nominalny jest równy powierzchni wieloboku, od dołu określonego przez tworzące krążników, a od góry przez nachylone do poziomu pod kątem α_u ramiona trójkąta równoramiennego. Niekiedy przyjmuje się, że struga urobku na taśmie ograniczona jest od góry linią będącą parabolą [54]. Założenie to komplikuje tylko obliczenia, nie zwiększając istotnie dokładności. Dla większości materiałów sypkich dynamiczny kąt naturalnego usypu $\alpha_u = 15^\circ$ (0,202 rad). Aby zabezpieczyć się przed ewentualnym wysypywaniem nosiwa z cięgna górnego w trakcie transportu, przyjmuje się, że szerokość zapelnienia taśmy (oznaczona na rys. 2.1 symbolem b), przy załadunku nominalnym $b = 0,9 \cdot B - 0,05$ m, gdy taśma ma szerokość $B < 2$ m, lub $b = B - 0,25$ m, gdy taśma ma szerokość $B \geq 2$ m. W obliczeniach przekroju nominalnego pomija się wpływ grubości taśmy oraz zakłada się, że długość odcinka środkowej części niecki równa jest długości krążnika środkowego l_s . Przekrój nominalny wyznacza się wtedy z następujących zależności geometrycznych:

$$\begin{aligned} A_{\text{nom}} &= A_1 + A_2, \\ A_1 &= \frac{1}{4} \cdot [l_s + (b - l_s) \cdot \cos \lambda]^2 \cdot \text{tg} \alpha_u, \\ A_2 &= \left(l_s + \frac{b - l_s}{2} \cdot \cos \lambda \right) \cdot \frac{b - l_s}{2} \cdot \sin \lambda, \end{aligned} \quad (2.3)$$

gdzie λ – kąt niecki w ciągnie górnym, rad (lub stopnie).

W zestawach pięciokrążnikowych, składających się z krążników równej długości, szerokości pasów taśmy l_s (rys. 2.1b) równe są w przybliżeniu długości pojedynczego krążnika, a przekrój nominalny

$$\begin{aligned}
 A_{\text{nom}} &= A_1 + A_2 + A_3, \\
 A_1 &= \frac{1}{4} \cdot [l_s \cdot (1 + 2 \cdot \cos \lambda_1) + (b - 3 \cdot l_s) \cdot \cos \lambda_2]^2 \cdot \text{tg } \alpha_u, \\
 A_2 &= \left[l_s \cdot (1 + 2 \cdot \cos \lambda_1) + \frac{b - 3 \cdot l_s}{2} \cdot \cos \lambda_2 \right] \cdot \frac{b - 3 \cdot l_s}{2} \cdot \sin \lambda_2, \\
 A_3 &= l_s^2 \cdot (1 + \cos \lambda_1) \cdot \sin \lambda_2,
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

gdzie: λ_1 i λ_2 oznaczają odpowiednie kąty niecki, rad (lub stopnie).

Występujący we wzorach (2.1) i (2.2) współczynnik korekcyjny k_δ uwzględnia zmniejszenie obliczeniowego pola powierzchni A_1 , gdy nosiwo jest transportowane na nachylnym pod kątem δ odcinku trasy. Zmniejszenie to wynika z możliwości staczenia się cząstek transportowanego materiału. W przypadku prawidłowo ustawionej trasy przenośnika i równomiernego obciążenia taśmy nosiwem, o niezbyt dużej granulacji, współczynnik korekcyjny

$$k_\delta = 1 - \frac{A_1}{A_{\text{nom}}} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \alpha_u}{1 - \cos^2 \alpha_u}} \right), \quad \text{gdy } \delta \leq \alpha_u \tag{2.5}$$

oraz

$$k_\delta = 1 - \frac{A_1}{A_{\text{nom}}}, \quad \text{gdy } \delta > \alpha_u. \tag{2.6}$$

Z zależności (2.6) wynika, że gdy kąt nachylenia trasy przenośnika δ jest równy lub większy od dynamicznego kąta usypu urobku α_u , wówczas transportowany jest jedynie przekrój A_2 (w przypadku niecki trójkrażnikowej) lub przekrój $A_2 + A_3$ (w przypadku niecki pięciokrążnikowej). Kąt α_u , wynoszący około 15° , który obowiązuje w zdecydowanej większości transportowanych materiałów sypkich, sytuuje się w pobliżu maksymalnego kąta nachylenia trasy przenośnika, wynikającego z przyczepności urobku do taśmy.

Jeżeli struga urobku na przenośniku ma przekrój nominalny, to przenośnik osiąga wydajność nominalną. Zazwyczaj struga urobku wzdłuż ciągną górnego przenośnika jest nierównomierna i rzadko jej średnia wielkość osiąga parametry nominalne. Poziom załadowania (wypełnienia) ciągną górnego na trasie przenośnika lub na wydzielonym odcinku trasy określa współczynnik załadowania taśmy k_z , który najogólniej zależy od warunków współpracy przenośnika z urządzeniem lub urządzeniami podającymi urobek. Współczynnik ten osiąga wartość nominalną $k_z = 1$ tylko w przypadku równomiernego podawania urobku za pomocą podajników ze zbiornika, wtedy przekrój nominalny jest wykorzystany w 100%. Jeżeli taśma przemieszcza się bez urobku,

to $k_z = 0$. W obliczeniach przenośnika taśmowego lub całego systemu przenośników określenie średniego stopnia wypełnienia taśmy wymaga szczegółowej analizy, uwzględniającej losową zmienność strugi urobku, wynikającą z charakteru pracy urządzeń współpracujących oraz struktury całego systemu [53]. Na przykład w odkrywkowych kopalniach węgla brunatnego przy współpracy przenośników z koparkami kołowymi średnie wypełnienie taśmy w skali całego przenośnika wynosi maksymalnie $k_z = 0,68 \div 0,8$.

W przenośniku rurowym (rys. 2.1c) przekrój nominalny wyznacza średnica rury D_R , utworzona ze zwiniętej taśmy, a przekrój strugi urobku od góry ogranicza linia pozioma. Średnicę D_R zazwyczaj dobiera się z typoszeregu średnic i do niej dopasowuje się odpowiednią szerokość taśmy B , z uwzględnieniem tzw. zakładki, wynoszącej około $0,5D_R$ (górną część zamykającą przekrój rurowy). W tabeli 2.1 podano zalecane parametry przenośników rurowych, gdzie między innymi podano typowe średnice D_R i odpowiadające im szerokości taśm. W obliczeniach przekroju nominalnego i wydajności przenośnika rurowego pomija się wpływ grubości taśmy. Ze względu na zamknięcie strugi urobku w przestrzeni utworzonej przez taśmę oraz siły tarcia między taśmą i urobkiem, znacznie większe niż w układzie nieckowym, staczenie się cząstek nosiwa na pochylonych odcinkach trasy jest praktycznie wyeliminowane, a zatem wydajność przenośnika rurowego

$$\begin{aligned} Q_V &= A_{\text{nom}} \cdot v_t \cdot k_z, \\ Q_m &= A_{\text{nom}} \cdot v_t \cdot k_z \cdot \rho, \end{aligned} \quad (2.7)$$

gdzie

$$A_{\text{nom}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_R^2. \quad (2.8)$$

Współczynnik załadowania w przenośnikach rurowych nie może przekraczać wartości $k_z = 0,75$ [18]. Przy większym wypełnieniu następuje znaczny wzrost oporów ruchu przenośnika. Należy pamiętać, że przenośnik rurowy nie nadaje się do transportu urobku zawierającego bryły.

Podstawowymi parametrami decydującymi o wydajności przenośnika jest szerokość taśmy B oraz jej prędkość v_t . Przy doborze szerokości i prędkości taśmy rozpatruje się różnego rodzaju ograniczenia. Bezpieczny transport przenośnikiem nieckowym nosiwa zawierającego ponad 60% brył o maksymalnym wymiarze d_{max} wymaga, aby spełniony był warunek minimalnej szerokości taśmy [53]

$$B \geq 4d_{\text{max}}. \quad (2.9)$$

Przy mniejszej zawartości brył w urobku, w przedziale od 10 do 60%, wymaganą szerokość taśmy, ze względu na stabilny ruch brył, określa się nierównością

$$B \geq 3d_{\text{max}}, \quad (2.10)$$

natomiast przy zawartości brył poniżej 10%

$$2d_{\max} \leq B \leq 3d_{\max}. \quad (2.11)$$

Ze względu na trwałość taśmy lub w celu zmniejszenia prawdopodobieństwa spadania brył, a także z uwagi na emisję hałasu i zapylenia w trakcie transportu przenośnikami nieckowymi, zaleca się następujące maksymalne prędkości taśmy:

- $v_{t\max} = 7,5$ m/s przy transporcie nosiwa luźnego przenośnikami stacjonarnymi i przesuwными o kącie nachylenia trasy $-5^\circ < \delta < 14^\circ$;
- $v_{t\max} = 4,0$ m/s przy transporcie skruszonych skał zwięzłych o ostrych krawędziach;
- $v_{t\max} = 1,6$ m/s przy transporcie materiałów pylastych (popioły, cement, miął węglowy itp.);
- $v_{t\max} = 3,75$ m/s przy transporcie na odcinkach trasy stromo nachylonych $\delta < -8^\circ$ lub $\delta > 14^\circ$.

W przenośnikach z ciągnem rurowym ze wzrostem prędkości taśmy następuje wyraźny wzrost oporów ruchu [18]. Z tego względu podstawowe parametry przenośnika, w tym również maksymalną prędkość, należy dobierać z tabeli 2.1, pamiętając o tym, aby obroty krążników w pobliżu prędkości $v_{t\max}$ nie zagrażały trwałości łożysk.

Możliwe do zrealizowania prędkości taśmy na przenośniku wynikają z kombinacji: obrotów silników napędu głównego, przełożenia mechanicznego przekładni oraz średnicy bębna napędowego. Prędkość taśmy w zależności od tych parametrów

$$v_t = \frac{\pi \cdot n_{zn} \cdot (D_{bn} + 2h_{bn})}{60i_p}, \quad (2.12)$$

gdzie:

- n_{zn} – obroty znamionowe silnika, obr/min (w przypadku silników asynchronicznych prądu przemiennego $n_{zn} \approx n_{synchr} = 750, 1000$ lub 1500 obr/min);
- D_{bn} – średnica bębna napędowego (z ewentualnym uwzględnieniem grubości okładziny gumowej), m;
- h_{bn} – grubość okładziny bębna napędowego (okładzina gumowa lub ceramiczna), m;
- i_p – przełożenie mechaniczne przekładni napędu głównego przenośnika.

Zestawienie możliwych do uzyskania prędkości taśmy, wynikających z kombinacji najbardziej typowych parametrów napędu, podano w tabeli 2.2. W zasadzie prędkość liniowa taśmy powinna odpowiadać ciągowi R10 [1, 2] (np.: $v_t = 1,6, 2,0, 3,15, 4,0$ m/s ... itd.). Podane w tabeli prędkości taśmy należy traktować orientacyjnie, nie uwzględniając bowiem grubości okładzin bębnowych. W obliczeniach dokładnych, gdy wymagane jest dopasowanie do konkretnej prędkości z ciągu R10, konieczna jest korekta podanego w tabeli przełożenia przekładni i_p .

Tabela 2.1. Zalecane podstawowe parametry przenośników rurowych

Średnica rury D_{R_s} , mm	200	250	300	350	400	450	500
Szerokość taśmy B , mm	730 (750)	910 (910)	1092 (1100)	1274 (1280)	1457 (1460)	1639 (1640)	1821 (1820)
Zalecana średnica krążnika, mm	63	89	89 108	108	133	159	159
Maksymalna prędkość taśmy $v_{l,max}$, m/s	3,5	5	6	6	6	8,5	8,5

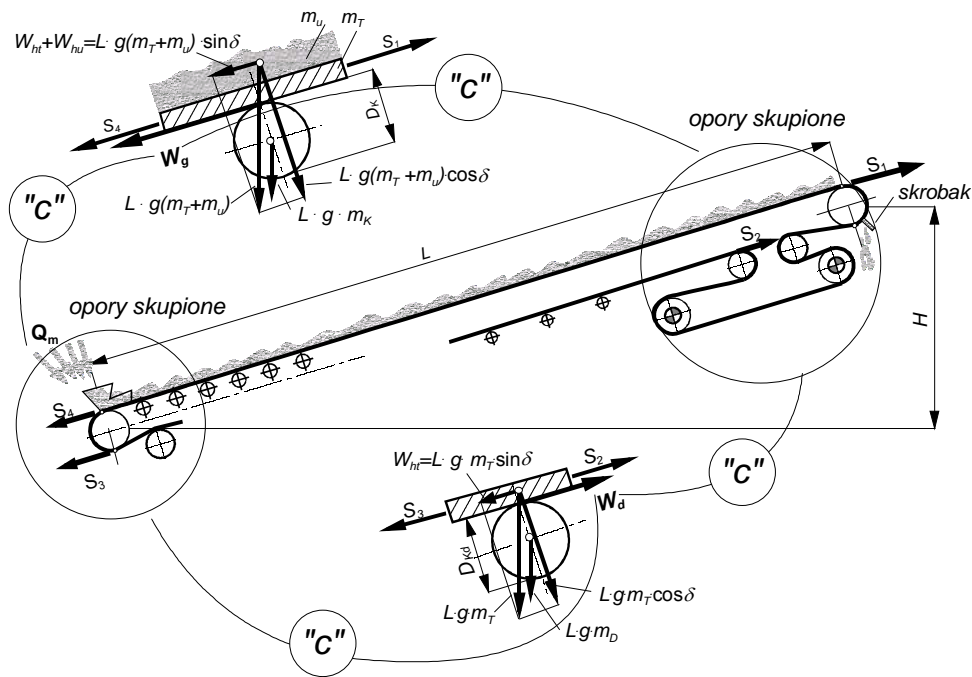
Tabela 2.2. Zestawienie możliwych do zrealizowania prędkości liniowych taśmy

Prędkość kątowa silnika ω , rad/s (obr/min)	Średnica bębna napędowego D_{bn} , m	Przełożenie przekładni i_p						
		8	10	12,5	14	16	20	25
		prędkość taśmy v_s , m/s						
25π (750)	0,5	2,45	1,96	1,57	1,40	1,23	0,98	0,79
	0,63	3,09	2,47	1,98	1,77	1,55	1,24	0,99
	0,8	3,93	3,14	2,51	2,24	1,96	1,57	1,26
	1,0	4,91	3,93	3,14	2,80	2,45	1,96	1,57
	1,25	6,14	4,91	3,93	3,51	3,07	2,45	1,96
	1,4	6,87	5,50	4,40	3,93	3,44	2,75	2,20
	1,6		6,28	5,03	4,49	3,93	3,14	2,51
	1,8			5,62	5,05	4,42	3,53	2,83
2,0			6,28	5,61	4,91	3,93	3,14	
$\frac{100\pi}{3}$ (1000)	0,5	3,27	2,62	2,09	1,87	1,64	1,31	1,05
	0,63	4,12	3,30	2,64	2,36	2,06	1,65	1,32
	0,8	5,24	4,19	3,55	2,99	2,62	2,09	1,68
	1,0	6,54	5,24	4,19	3,74	3,27	2,62	2,09
	1,25		6,54	5,24	4,67	4,09	3,27	2,62
	1,4			5,86	5,24	4,58	3,67	2,93
	1,6			6,70	5,98	5,24	4,19	3,35
	1,8				6,73	5,89	4,71	3,77
2,0					6,54	5,24	4,19	
50π (1500)	0,5	4,91	3,93	3,14	2,80	2,45	1,96	1,57
	0,63	6,18	4,95	3,96	3,53	3,09	2,47	1,98
	0,8		6,28	5,03	4,49	3,93	3,14	2,51
	1,0			6,28	5,61	4,91	3,93	3,14
	1,25					6,14	4,91	3,98
	1,4					6,87	5,50	4,40
1,6						6,28	5,03	

2.2. Opory ruchu przenośnika wyznaczone metodą podstawową

Po wstępnym doborze podstawowych parametrów konstrukcyjnych przenośnika opory ruchu można oszacować prostą metodą podstawową, którą uzyskuje się zadowalające wyniki, pod warunkiem trafnego doboru odpowiednich współczynników obliczeniowych. Stosuje się ją do obliczania przenośników o długości powyżej 80 m

i nachyleniu trasy nie większym niż 15° . Istota metody podstawowej polega na tym, że uśrednione w skali całego przenośnika opory ruchu określa się proporcjonalnie do całkowitej masy wszystkich ruchomych elementów (urobku, taśmy, krążników), a współczynnikiem proporcjonalności jest tzw. współczynnik oporów głównych f . Na podstawie analizy dowolnego przenośnika nachylonego pod kątem δ można odwzorować jego ruch ustalony modelem zastępczym (rys. 2.2).



Rys. 2.2. Schemat przenośnika do wyznaczania oporów ruchu metodą podstawową

Siły rozciągające taśmę na obu końcach ciągną górnego S_1 i S_4 tworzą układ równowagi ze wszystkimi siłami działającymi na to ciągną wzdłuż trasy (na całej długości L). Wypadkowa siła ciężkości ciągną $L \cdot g \cdot (m_T + m_u)$, obejmująca masę taśmy m_T wraz z masą urobku m_u , ma składową normalną do kierunku ruchu $L \cdot g \cdot (m_T + m_u) \cdot \cos \delta$ równoważoną reakcjami w łożyskach krążników oraz składową działającą w kierunku ruchu $L \cdot g \cdot (m_T + m_u) \cdot \sin \delta$ łożyskach, będącą w równowadze z układem sił w taśmie. Łożyska krążników górnych obciążane są również składową od ciężaru krążników $L \cdot g \cdot m_K$.

Całkowity opór ruchu ciągną górnego związany z przemieszczaniem się taśmy obciążonej urobkiem po krążnikach (wraz z przypisanymi do tego ciągną oporami skupionymi) można, przez analogię do zjawiska tarcia, wyznaczyć z zależności

$$W_g = C \cdot f \cdot g \cdot L \cdot (m_T + m_u + m_K) \cdot \cos \delta. \quad (2.13)$$

W równaniu tym, oprócz współczynnika oporów głównych f , występuje współczynnik oporów skupionych C , który uwzględnia wszystkie opory pojawiające się na stacji czołowej oraz zwrotnej przenośnika. Są to tak zwane opory skupione i pomimo że nie występują one na trasie przenośnika, to w metodzie podstawowej w ten „zryczałtowany” sposób przypisuje się je do ciągu. Z warunku równowagi sił na kierunku ruchu taśmy otrzymuje się

$$S_1 - S_4 = W_g + L \cdot g \cdot (m_T + m_u) \cdot \sin \delta. \quad (2.14)$$

Na długości L trasa przenośnika wznosi się na wysokość H (rys. 2.2). Ponieważ $H/L = \sin \delta$, równanie (2.14) można przekształcić do postaci

$$S_1 - S_4 = W_g + H \cdot g \cdot m_T + H \cdot g \cdot m_u = W_g + W_{ht} + W_{hu}. \quad (2.15)$$

Jak widać, oprócz oporów ciągu górnego, siły w taśmie muszą pokonać jeszcze dwie składowe, a mianowicie opory podnoszenia taśmy W_{ht} oraz opory podnoszenia urobku W_{hu} . Składowe te wynoszą odpowiednio:

$$\begin{aligned} W_{ht} &= H \cdot g \cdot m_T, \\ W_{hu} &= H \cdot g \cdot m_u. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Przy tych samych założeniach opór przemieszczania ciągu dolnego wyraża się zależnością

$$W_d = C \cdot f \cdot g \cdot L \cdot (m_T + m_D) \cdot \cos \delta. \quad (2.17)$$

Równowaga sił w ciągu dolnym (rys. 2.2) wymaga, aby spełnione było równanie

$$S_3 - S_2 = W_d - H \cdot g \cdot m_T = W_d - W_{ht}. \quad (2.18)$$

Ponieważ ciągnie dolne przemieszcza się w dół, opory podnoszenia taśmy są więc ujemne. Po zmianie kierunku nachylenia trasy przenośnika z dodatniego na ujemny, czyli dla $\delta < 0$, opory podnoszenia taśmy i urobku w ciągu górnym będą ujemne, natomiast opory podnoszenia taśmy w ciągu dolnym przyjmą znak dodatni.

Po uwzględnieniu wszystkich składowych w ruchu ustalonym (w ciągu dolnym i górnym) całkowite opory przenośnika taśmowego

$$W = C \cdot f \cdot L \cdot g \cdot (2 \cdot m_T + m_u + m_K + m_D) \cdot \cos \delta + g \cdot m_u \cdot H, \quad (2.19)$$

gdzie:

C – współczynnik oporów skupionych;

f – współczynnik oporów głównych;

L – długość przenośnika, m;

m_T – jednostkowa masa taśmy, kg/m;

m_K – masa krążników górnych przypadająca na 1 m, kg/m;

m_D – masa krążników dolnych przypadająca na 1 m, kg/m;

m_u – jednostkowa masa urobku na taśmie, kg/m;

H – wysokość podnoszenia urobku (różnica poziomów pomiędzy bębnum zwrotnym i czołowym), m;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 .

W normie DIN 22101 [54] oraz innych pracach [1, 2] wzór na całkowite opory ruchu przenośnika podawany jest w nieco innej postaci, bo przez $\cos \delta$ mnożona jest tylko masa taśmy m_T i masa urobku m_u . Przy realizowanych w praktyce kątach nachylenia trasy δ różnica ta jest mało istotna i przy daleko idących założeniach upraszczających metody podstawowej nie wpływa to istotnie na dokładność obliczeń [53].

Masę jednostkową taśmy wyznacza się na podstawie podanej przez producenta masy $1 m^2$, czyli masy powierzchniowej. Po przemnożeniu masy powierzchniowej m_t i szerokości taśmy B otrzymuje się

$$m_T = B \cdot m_t. \quad (2.20)$$

Najczęściej producent podaje tylko masę jednostkową rdzenia taśmy, albowiem grubości okładek wykonywane są na życzenie zamawiającego. Masę $1 m^2$ taśmy wyznacza się wtedy, dodając do masy rdzenia masę okładek, przyjmując w przybliżeniu, że na $1 mm$ grubości okładki przypada od $1,12$ do $1,15 kg/m^2$ masy gumy okładkowej.

Masę jednostkową urobku można obliczyć według jednego z poniższych wzorów:

$$m_u = \frac{Q_m}{v_t} \quad \text{lub} \quad m_u = \frac{Q_V \cdot \rho}{v_t} \quad \text{lub} \quad m_u = A_{\text{nom}} \cdot k_\delta \cdot k_z \cdot \rho. \quad (2.21)$$

Przypadająca na $1 m$ długości ciągną masa części obrotowych krążników wynosi: dla ciągną górnego

$$m_K = \frac{z_g \cdot m_{kg}}{l_g} \quad (2.22)$$

oraz dla ciągną dolnego

$$m_D = \frac{z_d \cdot m_{kd}}{l_d}, \quad (2.23)$$

gdzie:

z_g – liczba krążników w zestawie górnym;

z_d – liczba krążników w zestawie dolnym;

m_{kg} – masa części obrotowej krążnika górnego, kg;

m_{kd} – masa części obrotowej krążnika dolnego, kg.

W przenośnikach krótkich opory ruchu ciągną górnego wyznacza się z uwzględnieniem liczby i masy krążników nadawowych i wówczas

$$W_g = C \cdot f \cdot g \cdot \left[(L \cdot m_u + L \cdot B \cdot m_t) + i_{zg} \cdot z_g \cdot m_{kg} + i_n \cdot z_n \cdot m_n \right] \cdot \cos \delta, \quad (2.24)$$

gdzie:

i_{zg} – liczba zestawów nośnych w ciągnie górnym;

i_n – liczba zestawów nadawowych;

z_n – liczba krążników nadawowych w zestawie;

m_n – masa części obrotowej krążnika nadawowego, kg.

W przenośnikach nieckowych stosuje się zazwyczaj trójkążnikowe podparcie ciągną górne ($z_g = 3$), rzadziej podparcie pięciokążnikowe ($z_g = 5$) oraz dwukążnikowe zestawy dolne ($z_d = 2$). W przypadku wąskich taśm ($B \leq 0,8$ m) można stosować jednokążnikowe podparcie ciągną dolnego. W przenośnikach o dużej wydajności na stacji załadowniczej stosuje się często pięciokążnikowe zestawy nadawowe ($z_n = 5$).

Prowadzone w ostatnich latach badania nad oporami ruchu przenośnika [13, 14, 15, 16, 19, 20, 22, 23, 37, 40, 45, 43, 51] pozwoliły w sposób syntetyczny uściślić dotychczasowe zalecenia [1, 2, 53] dotyczące doboru obliczeniowego współczynnika oporów głównych f . W tabeli 2.3 zestawiono średnie wartości tego współczynnika dla przenośnika nieckowego przy nominalnych warunkach załadowania taśmy (dla $k_z = 0,7 \div 1,1$).

Tabela 2.3. Obliczeniowy współczynnik oporów głównych f dla przenośników nieckowych

Kąt niecki λ rad (°)	Rodzaj urobku/ gęstość usypowa/ kąt tarcia wewnętrznego	Prędkość taśmy v_t , m/s	
		1÷6	6÷10
do 0,52 (30°)	lekki $\rho \leq 800 \text{ kg/m}^3$ $\varphi_w \leq 30^\circ$	0,010÷0,017	0,015÷0,018
	średni $800 \leq \rho \leq 1600 \text{ kg/m}^3$ $\varphi_w \leq 40^\circ$	0,017÷0,022	0,018÷0,023
	ciężki $\rho \geq 1600 \text{ kg/m}^3$ $\varphi_w \geq 40^\circ$	0,020÷0,026	nie stosuje się
0,52÷0,79 (30÷45°)	lekki $\rho \leq 800 \text{ kg/m}^3$ $\varphi_w \leq 30^\circ$	0,018÷0,023	0,019÷0,025
	średni $800 \leq \rho \leq 1600 \text{ kg/m}^3$ $\varphi_w \leq 40^\circ$	0,020÷0,029	0,025÷0,030
	ciężki $\rho \geq 1600 \text{ kg/m}^3$ $\varphi_w \geq 40^\circ$	0,028÷0,036	nie stosuje się

Dolne zakresy podanych w tabeli 2.3 współczynników odnoszą się do następujących warunków pracy:

➤ przenośniki w budynkach i na osłoniętych konstrukcjach z bardzo dokładnie ustawioną trasą i taśmą o optymalnych parametrach sztywności i tłumienia, przenośniki o wysokim poziomie eksploatacji i czysto utrzymaną taśmą (sprawnie działającymi urządzeniami czyszczącymi lub urobkiem nie sprawiającym problemów);

➤ taśma szerokości do 1,4 m i grubości okładki bieżnej nieprzekraczającej 4 mm dla taśmy tekstylnej (z wyjątkiem specjalnej taśmy dwuprzekładowej) oraz 6 mm dla taśmy z rdzeniem z linek stalowych;

- temperatura otoczenia niespadająca poniżej 0 °C (273 K);
- krążniki w dobrym stanie technicznym (opory obracania krążników z dolnego zakresu wymagań normowych) bez pierścieni gumowych lub poliuretanowych;
- sprawnie pracujące urządzenie załadownicze utrzymujące centralnie strugę urobku na taśmie;
- przenośniki z ciągłą kontrolą siły napinającej taśmę lub prawidłowo dobranym ciężarowym urządzeniem napinającym (bez nadmiernych zwisów taśmy).

Średnie wartości obliczeniowe współczynnika f (z zakresów podanych w tabeli 2.3) zaleca się dla następujących warunków:

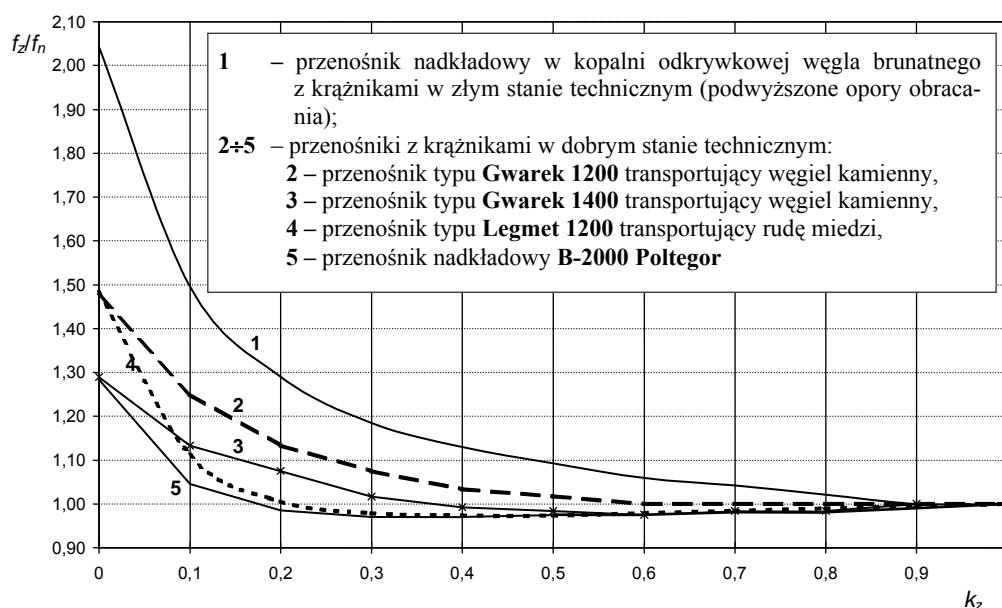
- przenośniki stacjonarne w terenie odkrytym;
- szerokości taśmy od 1,2 m do 2,5 m z okładkami bieżnymi nieprzekraczającymi grubości 6 mm dla taśm tekstylnych (z wyjątkiem specjalnej taśmy dwuprzekładowej) oraz 10 mm dla taśm z linkami stalowymi;
- temperatura otoczenia sporadycznie spadająca poniżej -10 °C (263 K);
- krążniki dolne z pierścieniami gumowymi;
- przeciętny poziom eksploatacji (bez nadmiernego zbiegania bocznego taśmy na trasie przenośnika).

Górne granice przedziałów zmienności współczynnika f odnoszą się do najbardziej niekorzystnych warunków pracy (np. przenośniki przesuwne w kopalniach odkrywkowych lub przenośniki oddziałowe w kopalniach podziemnych). Do najbardziej niekorzystnych warunków pracy zalicza się:

- niski poziom eksploatacji (duże zwisы taśmy, duże zbieganie boczne taśmy na trasie, nierównomierna i niesymetrycznie załadowana struga urobku, mało skuteczne urządzenia czyszczące taśmę itp.);
- taśma szerokości >2,5 m i grubych okładkach bieżnych (tj. grubości >6 mm dla taśmy tekstylnej lub >10 mm dla taśmy z linkami stalowymi);
- taśma dwuprzekładowa [14, 16] o specjalnej konstrukcji przystosowanej do przejmowania udarowych obciążeń poprzecznych od spadających brył;
- krążniki górne z ogumowanym płaszczem, a krążniki dolne (tzw. tarczowe) z pierścieniami gumowymi lub poliuretanowymi;
- duże prędkości taśmy (górne granice z zalecanych przedziałów);
- duże zapylenie środowiska pracy przenośnika;
- temperatura otoczenia spadająca okresowo poniżej -20 °C (253 K).

W ostatnich latach, dzięki wykorzystaniu najnowszych wyników badań nad oporami ruchu przenośnika, skonstruowano przenośniki taśmowe dalekiego zasięgu [54] o bardzo małym współczynniku oporów ruchu $f < 0,001$. Tak małe opory ruchu uzyskano przede wszystkim po zastosowaniu krążników o minimalnych oporach obracania stanowiących około 8% całkowitych oporów ruchu przenośnika oraz po dopasowaniu właściwości taśmy do krążników.

Jeżeli obliczane są opory ruchu przenośnika przy załadunku taśmy znacznie odbiegającym od wypełnienia nominalnego (np. w przenośnikach opadających konieczne jest wyznaczenie oporów ruchu taśmy pustej lub w przenośniku o zmiennym profilu trasy sprawdzane są różne przypadki załadunku), to należy uwzględnić zmiany współczynnika oporów głównych f w zależności od współczynnika załadunku k_z . W takich przypadkach pomocne mogą być wykresy przedstawione na rysunku 2.3.



Rys. 2.3. Względne zmiany współczynnika oporów głównych f_z/f_n w zależności od stopnia załadunku taśmy k_z (f_z – współczynnik oporów głównych dla załadunku innego niż nominalne, czyli dla $k_z \neq 1$; f_n – współczynnik oporów głównych dla $k_z \approx 1$)

Współczynnik oporów głównych f można wyznaczyć na podstawie pomiaru mocy czynnej napędu przenośnika. Innym sposobem wyznaczania tego współczynnika jest pomiar swobodnego czasu wybiegu przenośnika t_{wb} [51]. Ponieważ w trakcie zatrzymywania pod działaniem oporów ruchu (bez dodatkowych źródeł hamowania, np. hamulców w układzie napędu głównego lub hamulców na bębnie zwrotnym) prędkość taśmy spada liniowo od prędkości nominalnej do zera, można więc przyjąć prosty model jednomasowy w ruchu jednostajnie opóźnionym i wyznaczyć opory ruchu przenośnika z zależności

$$W - H \cdot m_u \cdot g = m_{zt} \cdot \frac{v_t}{t_{wb}} \quad (2.25)$$

Po uwzględnieniu równania (2.19)

$$f = \frac{\frac{m_{zr} \cdot v_t}{t_{wb}} - H \cdot m_u \cdot g}{C \cdot g \cdot L \cdot (2 \cdot m_T + m_u + m_K + m_D) \cdot \cos \delta}, \quad (2.26)$$

w którym:

m_{zr} – zredukowana do ruchu postępowego masa przenośnika wg p. 7.1 (masa taśmy, urobku, krążników, bębnow i napędu), kg;

v_t – prędkość taśmy w ruchu ustalonym, m/s;

t_{wb} – czas swobodnego wybiegu (zatrzymywania) przenośnika, s;

H – wysokość podnoszenia, m;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s²;

C – bezwymiarowy współczynnik oporów skupionych;

L – długość przenośnika, m;

m_T – jednostkowa masa taśmy, kg/m;

m_K – jednostkowa masa krążników górnych, kg/m;

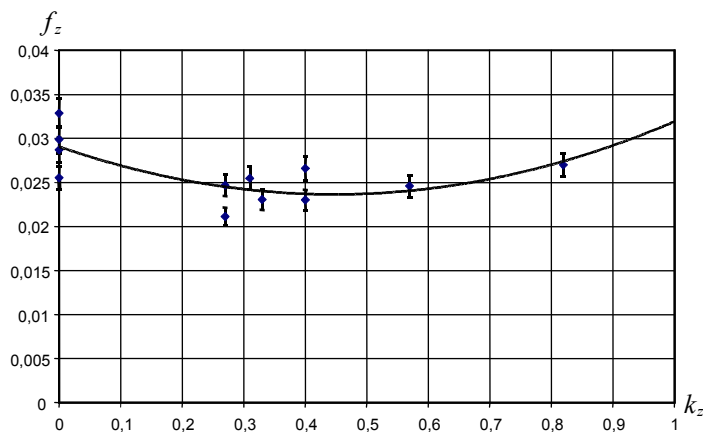
m_D – jednostkowa masa krążników dolnych, kg/m;

m_u – jednostkowa masa urobku, kg/m;

δ – średni kąt nachylenia trasy przenośnika, rad lub °.

W kopalniach podziemnych węgla kamiennego Sołtysik przeprowadził badania, polegające na wyznaczeniu współczynnika oporów głównych f na podstawie pomiarów czasu swobodnego wybiegu przenośników, których wyniki wykazały zależność tego współczynnika od stopnia załadowania przenośnika k_z (rys. 2.4) [51]. Dla typowych przenośników węglowych zależność tę można opisać równaniem kwadratowym

$$f_z = f(k_z) = 0,0291 - 0,0241 \cdot k_z + 0,027 \cdot k_z^2. \quad (2.27)$$



Rys. 2.4. Wyznaczone z pomiarów (na przenośnikach pracujących w podziemnych kopalniach węgla kamiennego [51]) zmiany współczynnika oporów głównych w zależności od stopnia załadowania ciężna górnego

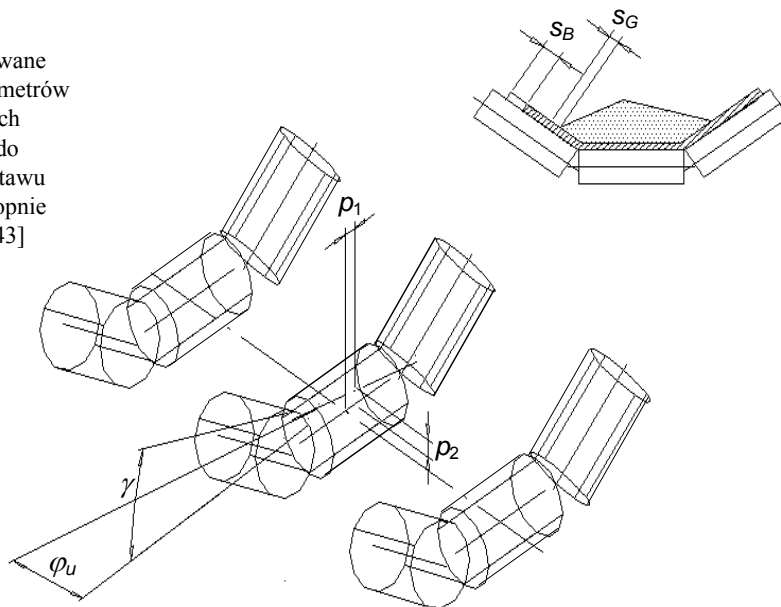
Na podstawie tej zależności można określić współczynnik oporów głównych $f_z = f(k_z)$ (dla załadowania taśmy urobkiem innego niż załadowanie nominalne) w odniesieniu do współczynnika dla warunków nominalnych $f_n = f(k_z = 1)$

$$f_z = f(k_z) = f_n \cdot (0,9094 - 0,7531 \cdot k_z + 0,8437 \cdot k_z^2). \quad (2.28)$$

Istotny wpływ na wartość obliczeniowego współczynnika f mają również losowo zmienne czynniki eksploatacyjne. Dotyczy to szczególnie przenośników przesuwanych okresowo (w kopalniach odkrywkowych), gdzie nie ma możliwości precyzyjnego ustawienia zarówno powtarzalnych członów trasy przenośnika, jak i samych zestawów krążnikowych zawieszonych na tych członach. W wyniku braku precyzji ustawienia trasy obserwuje się boczne zbieganie taśmy, a dodatkowo brak symetrycznego załadowania strugi urobku powoduje wzrost oporów głównych przenośnika. Wpływ tych czynników, z zastosowaniem teorii liczb rozmytych do opisu zjawisk losowych, omówił Kawalec w pracy [43]. Stopień niedokładności trasy przenośnika, a tym samym wzrost oporów głównych, zależy od rozkładu parametrów ustawienia pojedynczego zestawu krążnikowego (rys. 2.5). Parametrami tymi są:

- przesunięcie boczne zestawu, powodujące lokalną krzywiznę poziomą trasy p_1 ,
- przesunięcie pionowe zestawu, powodujące lokalną krzywiznę pionową trasy p_2 ,
- ukośne ustawienie zestawu względem osi podłużnej taśmy φ_u ,
- wychylenie boczne zestawu γ ,
- zbieganie boczne taśmy s_B ,
- zbieganie boczne urobku s_G .

Rys. 2.5. Analizowane losowe zmiany parametrów eksploatacyjnych w odniesieniu do pojedynczego zestawu krążnikowego (stopnie swobody) wg [43]



Oszacowane na podstawie testów statystycznych i zweryfikowane pomiarami na przenośnikach nadkładowych (w kopalni odkrywkowej węgla brunatnego) wpływy poszczególnych czynników na wielkość współczynnika oporów ruchu f podano w tabeli 2.4.

Tabela 2.4. Oszacowanie wpływu parametrów określających niedokładność ustawienia trasy przenośnika na wzrost współczynnika oporów głównych f wg [43]

Parametr ustawienia pojedynczego zestawu krążnikowego w stosunku do osi podłużnej taśmy	Oznaczenie wg rys. 2.5	Maksymalna wartość parametru	Wzrost współczynnika f	
			na zestawie	w skali całego przenośnika
Przesunięcie boczne (poziome)	p_1	do $0,02 \cdot B$	do 10%	do 10%
Przesunięcie pionowe	p_2	do $0,02 \cdot B$	do 10%	do 10%
Wychylenie boczne	γ	do $0,052$ rad (3°)	do 5%	znikome
Zukosowanie zestawu	φ_u	do $0,052$ rad (3°)	do 100%	do 30%
Zbieganie boczne taśmy	s_B	do $0,08 \cdot B$	do 50%	do 20%
Zbieganie boczne strugi urobku	s_G	do $0,06 \cdot B$	do 10%	do 10%

Przenośniki rurowe stosowane są dopiero od kilkunastu lat. Z dotychczas przeprowadzonych badań [18,54] wiadomo, że współczynnik oporów głównych f jest istotnie większy niż w przenośnikach nieckowych i należy oddzielnie wyznaczać go dla cięgna dolnego i górnego. Wynika stąd konieczność oddzielnego wyznaczenia oporów ruchu cięgna dolnego W_d i cięgna górnego W_g , a zatem opory ruchu przenośnika rurowego

$$W = W_g + W_d + W_{hu} = C \cdot f_g \cdot L \cdot g \cdot (m_T + m_u + m_K) \cdot \cos \delta + C \cdot f_d \cdot L \cdot g \cdot (m_T + m_D) \cdot \cos \delta + g \cdot m_u \cdot H, \quad (2.29)$$

gdzie:

W_g – opory ruchu cięgna górnego, N;

W_d – opory ruchu cięgna dolnego, N;

W_{hu} – opory podnoszenia urobku, N;

f_g – współczynnik oporów głównych dla cięgna górnego;

f_d – współczynnik oporów głównych dla cięgna dolnego;

δ – średni kąt nachylenia trasy przenośnika, rad lub $^\circ$.

Zalecane wartości współczynnika oporów głównych f_g i f_d dla przenośników rurowych zestawiono w tabeli 2.5; uzyskano je w wyniku wielowariantowych obliczeń i symulacji komputerowych metodą oporów jednostkowych [18], po zweryfikowaniu pomiarami na jednostkowych egzemplarzach przenośników prototypowych. Dolne zakresy podanych w tabeli 2.5 wartości współczynnika oporów głównych dotyczą temperatury pracy przenośnika $+20$ $^\circ\text{C}$, górne natomiast -20 $^\circ\text{C}$. Dla najmniejszej

średnicy rury $D_R = 300$ mm podano wyniki dla zestawów czterokrążnikowych ($i_k = 4$) oraz zestawów sześciokrążnikowych ($i_k = 6$). W przypadku większych średnic nie zaleca się podparcia czterokrążnikowego, a zatem podano tylko współczynniki dla $i_k = 6$. Istotny wpływ na wartość współczynnika oporów głównych f ma gęstość transportowanego urobku. W celu oszacowania wpływu gęstości usypowej transportowanego urobku zestawiono w tabeli 2.6 wyniki obliczeń współczynnika oporów ruchu ciągną górnego przenośnika rurowego o wydajności $Q_V = 2000$ m³/h. Pomimo wielu pracujących już przenośników rurowych [54], informacje na temat ich oporów ruchu są ciągle jeszcze skąpe, a zatem współczynniki podane w tabeli 2.5 należy traktować z pewną rezerwą.

Tabela 2.5. Obliczeniowe współczynniki oporów głównych przenośników rurowych

Podstawowe parametry przenośnika rurowego			Prędkość taśmy v_t , m/s			
			3,0	4,0	5,0	6,0
$D_R = 0,3$ m $k_z = 0,8$ $Q_V = 1000$ m ³ /h	$i_k = 4$	c. górne f_g	0,081÷0,098	0,084÷0,104	0,086÷0,110	0,088÷0,116
		c. dolne f_d	0,127÷0,166	0,132÷0,162	0,137÷0,193	0,142÷0,207
	$i_k = 6$	c. górne f_g	0,084÷0,110	0,088÷0,119	0,091÷0,129	0,094÷0,138
		c. dolne f_d	0,138÷0,200	0,146÷0,222	0,154÷0,244	0,162÷0,266
$D_R = 0,4$ m $k_z = 0,7$ $Q_V = 2000$ m ³ /h	$i_k = 6$	c. górne f_g	0,055÷0,065	0,056÷0,067	0,057÷0,070	0,058÷0,072
		c. dolne f_d	0,075÷0,097	0,077÷0,102	0,079÷0,108	0,081÷0,114
$D_R = 0,5$ m $k_z = 0,7$ $Q_V = 3000$ m ³ /h	$i_k = 6$	c. górne f_g	0,065÷0,074	0,066÷0,076	0,067÷0,079	0,068÷0,081
		c. dolne f_d	0,085÷0,103	0,087÷0,109	0,089÷0,114	0,091÷0,120

Tabela 2.6. Wpływ gęstości usypowej urobku ρ na wielkość obliczeniowego współczynnika f_g dla ciągną górnego

$Q_V = 2000$ m ³ /h $D_R = 0,4$ m $i_k = 6$ $k_z = 0,7$ $v_t = 6$ m/s	Temp. otoczenia T_C	ρ , kg/m ³						
		600	700	800	900	1000	1200	1400
	+20 °C	0,056	0,057	0,057	0,057	0,058	0,059	0,060
	-20 °C	0,074	0,073	0,072	0,072	0,072	0,072	0,071

W metodzie podstawowej współczynnik oporów głównych f interpretowany jest następująco:

$$f = \frac{W_G}{g \cdot \Sigma m \cdot \cos \delta}, \quad (2.30)$$

gdzie:

W_G – opory główne przenośnika (bez oporów podnoszenia taśmy i urobku), N;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ;

Σm – suma wszystkich ruchomych mas przenośnika, kg;

δ – kąt nachylenia przenośnika, rad lub $^\circ$.

Współczynnik C uwzględnia opory pojawiające się tylko w określonych miejscach przenośnika, takich jak bębny na stacji czołowej i zwrotnej, urządzenia załadowcze, czyszczące lub odwracające taśmę. Pojawiające się w tych miejscach opory ruchu nazwane są oporami skupionymi przenośnika. Ponieważ w metodzie uproszczonej opory skupione wyznaczane są w sposób zryczałtowany – proporcjonalnie do oporów głównych, współczynnik C jest zatem zawsze większy od 1 i dla poziomo ustawionego przenośnika ($\delta = 0$) wynosi

$$C = \frac{W_G + W_S}{W_G} = 1 + \frac{W_S}{W_G}, \quad (2.31)$$

gdzie:

W_G – opory główne ($W_G = W_g + W_d$), N;

W_S – opory skupione, N.

Wartości współczynnika C wyznaczone na podstawie wyników wieloletnich badań zestawiono w tabeli 2.7. Łatwo zauważyć, że współczynnik oporów skupionych maleje ze wzrostem długości przenośnika L i przy bardzo długich trasach (> 1000 m) dąży asymptotycznie do 1. W przenośnikach krótkich (do 100 m) udział oporów skupionych w całkowitych oporach przenośników jest znaczny (od 70 do 92%), natomiast w przenośnikach długich szybko maleje ze wzrostem długości L i przy długościach powyżej 1000 m jest mniejszy niż 10%.

Tabela 2.7. Zestawienie obliczeniowego współczynnika oporów skupionych C w zależności od długości przenośnika L

L m	80	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	> 1500
C	1,92	1,78	1,50	1,45	1,31	1,25	1,20	1,17	1,14	1,12	1,10	1,09	1,06	1,05

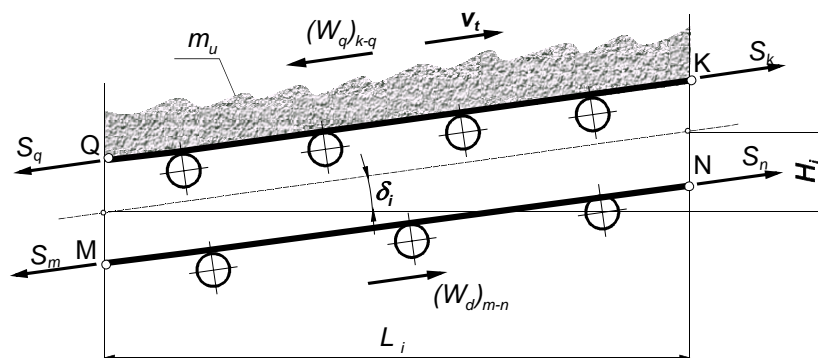
W obliczeniach przenośników bardzo krótkich, o długości do 80 m, zaleca się wyznaczanie indywidualne oporów skupionych (patrz rozdział 4.). Zazwyczaj w przenośnikach tego typu o mocy napędu decydują opory w miejscu podawania urobku oraz opory na wszystkich bębnach i urządzeniach czyszczących. Opory całkowite przenośników krótkich można wyznaczyć dwoma sposobami:

➤ jako sumę oporów głównych obliczonych ze wzoru (2.19), ale bez uwzględnienia współczynnika C (przyjąć $C = 1$) i sumy indywidualnie wyznaczonych składowych oporów jednostkowych (opory w miejscu podawania urobku oraz opory na bęb-

nach i urządzeniach czyszczących według zależności podanych w rozdziale 4. dla metody oporów jednostkowych);

➤ jako sumę oporów obliczonych zgodnie z wzorem (2.19) i z uwzględnieniem współczynnika C (wartość dobrana z tabeli 2.7) oraz oddzielnie wyznaczonych oporów w miejscu podawania urobku (oporów przyspieszania nosiwa i oporów tarcia o ograniczenia boczne), jak dla metody oporów jednostkowych na podstawie równań (4.101) i (4.102).

W przypadku trasy przenośnika składającej się z dwóch lub więcej odcinków o różnym kącie nachylenia lub różnym stopniu załadowania urobkiem (na przykład przy dwóch lub kilku urządzeniach załadowniczych), a przede wszystkim trasy składającej się z naprzemiennie po sobie występujących odcinków wznoszących i opadających, istnieje konieczność wyznaczenia nie tylko globalnych oporów ruchu, ale również oporów na wydzielonych odcinkach charakterystycznych.



Rys. 2.6. Odcinek trasy przenośnika

Różnica sił na końcach wydzielonego odcinka cięgna górnego między punktami K i Q (rys. 2.6), wynikająca z oporów ruchu na tym odcinku,

$$S_k - S_q = C(L) \cdot f_i \cdot L_i \cdot g \cdot (m_T + m_u + m_K) \cdot \cos \delta_i + g \cdot m_u \cdot H_i + g \cdot m_T \cdot H_i, \quad (2.32)$$

czyli

$$S_k - S_q = (W_g)_{k-q} + (W_{hu})_{k-q} + (W_{ht})_{k-q}. \quad (2.33)$$

Analogicznie, w wydzielonym odcinku cięgna dolnego różnica sił między punktami M i N

$$S_m - S_n = C(L) \cdot f_i \cdot L_i \cdot g \cdot (m_T + m_D) \cdot \cos \delta_i - g \cdot m_T \cdot H_i, \quad (2.34)$$

czyli

$$S_m - S_n = (W_d)_{m-n} - (W_{ht})_{m-n}, \quad (2.35)$$

gdzie:

$(W_g)_{k-q}$ – opory cięgna górnego na analizowanym odcinku trasy, N;

$(W_d)_{m-n}$ – opory cięgna dolnego na analizowanym odcinku trasy, N;

$(W_{hu})_{k-q}$	– opory podnoszenia urobku na analizowanym odcinku trasy, N;
$(W_{ht})_{k-q} = (W_{ht})_{m-n} $	– opory podnoszenia taśmy na analizowanym odcinku trasy, N;
L_i	– długość odcinka trasy, m;
H_i	– wysokość podnoszenia na rozpatrywanym odcinku trasy, m;
δ_i	– kąt nachylenia odcinka trasy, rad ($^\circ$);
$C(L)$	– współczynnik oporów skupionych wyznaczony dla całkowitej długości przenośnika.

Jeżeli obliczany jest przenośnik, którego trasa złożona jest z kilku odcinków trasy o różnym stopniu załadowania k_z , to dla każdego odcinka należy przyjąć inną wartość współczynnika oporów głównych f_i , na przykład wyznaczoną z zależności (2.28) lub oszacowaną na podstawie rysunku 2.3.

2.3. Wyznaczanie parametrów napędu

Na podstawie wyznaczonych oporów ruchu przenośnika oblicza się wymaganą moc napędu głównego. Siła obwodowa realizowana przez napęd (na obwodzie bębna napędowego), która jest niezbędna do utrzymania taśmy w ruchu ustalonym,

$$P_0 = \Sigma W = W_g + W_d + W_{hu}. \quad (2.36)$$

Moc napędu (w kilowatach) wyznacza się z zależności

$$N = \frac{P_0 \cdot v_t}{1000 \cdot \eta_m}, \quad (2.37)$$

w której η_m – sprawność mechaniczna napędu.

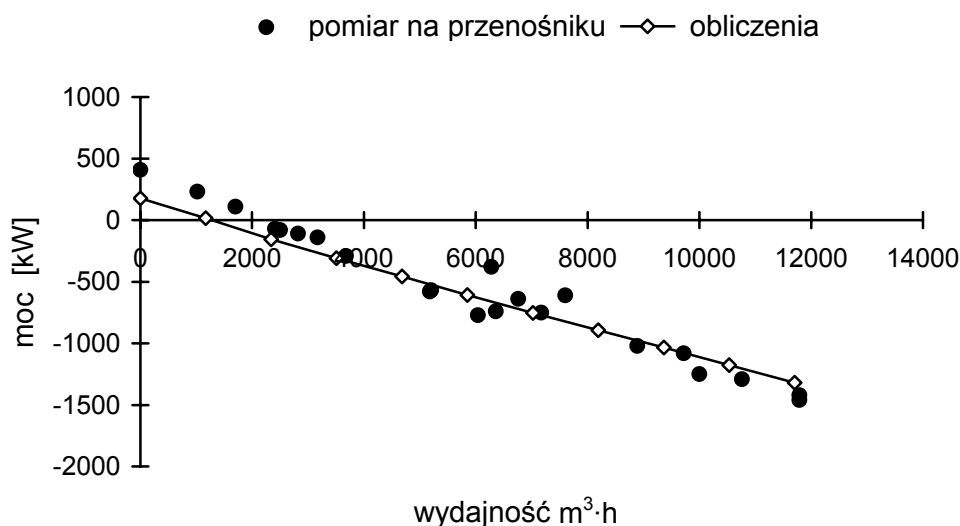
W napędach głównych przenośników ze sprzęgłem podatnym przyjmuje się sprawność od $\eta_m = 0,9 \div 0,95$, natomiast w mechanizmach, w których zastosowano sprzęgło hydrokinetyczne, przyjmuje się $\eta_m = 0,82 \div 0,87$ [1, 2, 53]. Zależność (2.36) odnosi się do typowego przypadku pracy przenośnika w ruchu ustalonym, gdy silnik lub silniki napędzają taśmę wraz z urobkiem. W przypadku przenośników o trasie opadającej lub składającej się tylko z niektórych odcinków opadających może zaistnieć przypadek hamowania w ruchu ustalonym (praca generatorowa silników napędu głównego przenośnika). Stan taki występuje wtedy, gdy wartość bezwzględna ujemnych oporów podnoszenia urobku przewyższa opory ciągną górnego i dolnego, czyli $|W_{hu}| > W_g + W_d$, wówczas siła obwodowa, wyznaczona według (2.36), jest ujemna, a wymagana moc hamowania (w kilowatach) w ruchu ustalonym

$$N = \frac{|P_0| \cdot v_t \cdot \eta_{mh}}{1000}. \quad (2.38)$$

Po zmianie kierunku przepływu strumienia mocy sprawność mechaniczna w warunkach hamowania napędem w ruchu ustalonym [50]

$$\eta_{mh} = \left(2 - \frac{1}{\eta_m} \right). \quad (2.39)$$

Po wyznaczeniu wymaganej mocy dobierane są jednostki napędowe. Zazwyczaj moc zainstalowana wynikająca z ilości oraz mocy znamionowej dobranych jednostek przewyższa moc obliczeniową. Z uwagi na sprawność elektryczną silników wskazane jest, aby stosunek mocy zainstalowanej do mocy obliczeniowej w napędach jednobębnowych nie przekraczał 1,05, a w napędach wielobębnowych 1,1 [53]. Jednostki napędowe instaluje się przeważnie na bębnach stacji czołowej, przy czym bębnów napędowych może być od 1 do 3. Oznacza to, że na czołowej stacji napędowej można maksymalnie zainstalować do 6 jednostek napędowych (po dwie na każdy bęben). Niekiedy stosuje się dodatkowy napęd na stacji zwrotnej, ale należy się liczyć z tym, że współpraca napędu czołowego z napędem zwrotnym wymaga precyzyjnego sterowania. Możliwe jest również zastosowanie taśmowych napędów pośrednich. Przy zastosowaniu jednego lub kilku tego typu napędów uzyskuje się korzystny rozkład sił w taśmie, ale – podobnie jak w przypadku napędu zwrotnego – konieczny jest system sterowania wyrównujący obciążenia wszystkich napędów. W przenośnikach opadających (hamowanych w ruchu ustalonym), gdzie siła obwodowa jest ujemna, napęd główny pracujący generatorowo lokuje się na stacji zwrotnej. Przenośniki, w których trasa składa się z odcinków opadających i wznoszących, w zależności od rozkładu strugi urobku wzdłuż trasy, mogą mieć zarówno stany pracy wymagające pędzenia, jak i hamowania taśmy. O lokalizacji napędu decyduje wówczas przypadek ekstremalny (moc hamowania lub pędzenia).



Rys. 2.7. Zmierzona oraz obliczona moc napędu głównego przenośnika opadającego (przenośnik nadkładowy o wydajności nominalnej $Q_V = 12\,800\text{ m}^3/\text{h}$, szerokość taśmy $B = 2,25\text{ m}$, prędkość taśmy $v_t = 5,24\text{ m/s}$, kąt nachylenia trasy $\delta = -7,9^\circ$, taśma St 3150, napęd główny na stacji zwrotnej $4 \times 1000\text{ kW}$)

Przenośniki nietypowe (opadające lub o zmiennym profilu nachylenia trasy) wymagają wnikliwej analizy oporów ruchu nie tylko przy pełnym załadunku urobkiem, ale również przy biegu taśmy pustej na całej długości trasy lub tylko na wybranych odcinkach. Przykładem tego może być przenośnik opadający, którego przebieg mocy napędu głównego w zależności od stopnia załadunku (wydajności) przedstawiono na rysunku 2.7. Zapotrzebowanie mocy napędu głównego tego przenośnika zmienia się od 208 kW przy taśmie pustej do –1816 kW przy wypełnieniu znamionowym ($k_z = 1,0$). W tym konkretnym przypadku moc napędu dobrano według warunku hamowania w ruchu ustalonym i z tego względu napęd zlokalizowano na stacji zwrotnej. Przy małych kątach nachylenia opadającej trasy przenośnika ($\delta -3 \div -2^\circ$) maksymalne zapotrzebowanie mocy może wystąpić dla biegu pustej taśmy (dla $k_z = 0$). W celu wytypowania maksymalnej mocy należy podczas projektowania tego typu przenośników za każdym razem sprawdzać skrajne przypadki załadunku ciężnego urobkiem.

W analizie przenośników długich o złożonym profilu trasy, gdzie występują odcinki wznoszące i opadające, wymiarowanie napędu tylko na podstawie mocy dla wypełnienia znamionowego na całej długości nie jest miarodajne. Konieczne jest sprawdzenie różnych wariantów obciążeń (różnego rozkładu strugi urobku wzdłuż trasy przenośnika). Zaleca się rozpatrzenie następujących przypadków:

- wszystkie odcinki wznoszące są wypełnione strugą nominalną, a odcinki opadające są próżne (moc N_1),
- wszystkie odcinki opadające są wypełnione strugą nominalną przy jednoczesnym braku wypełnienia urobkiem pozostałych odcinków wznoszących (moc N_2),
- cała trasa jest załadowana strugą nominalną (moc N_3).

Po obliczeniach wariantowych moc napędu przenośnika należy wyznaczyć z zależności

$$N = 0,6 \cdot \sqrt{\{N_{1,2}\}_{\max}^2 + \{N_{1,2}\}_{\max} \cdot N_3 + N_3^2}, \quad (2.40)$$

w której $\{N_{1,2}\}_{\max}$ – największa wartość bezwzględna ze zbioru $\{|N_1|$ i $|N_2|\}$.

2.4. Dobór siły napinającej oraz wyznaczanie sił w taśmie w ruchu ustalonym

Zapewnienie sprzężenia ciernego na wszystkich bębnach napędowych przenośnika wymaga odpowiedniego doboru siły napinającej, realizowanej przez okresowe lub stałe przemieszczanie bębna napinającego. Jeżeli utrzymanie w ruchu przenośnika wymaga przekazania do taśmy siły obwodowej P_0 , to ze wzoru Eulera (1.124) wynika, że w miejscu zbiegania z ostatniego bębna stacji napędowej siła w taśmie musi spełniać warunek

$$S_2 \geq \frac{k_p \cdot P_0}{e^{\mu \alpha} - 1}. \quad (2.41)$$

Wzór ten w stosunku do zależności teoretycznej (1.129) jest skorygowany o współczynnik zabezpieczenia przed poślizgiem k_p , którego zalecane wartości podano w tabeli 2.8. Górne wartości współczynnika k_p z tabeli 2.8 dotyczą przenośników długich (>800 m), napędzanych silnikami klatkowymi i z urządzeniami napinającymi, niekompensującymi odkształceń trwałych taśmy [53]. Są to przeważnie przenośniki z okresowo przesuwającym bębniem. Niekiedy w przenośnikach długich do napinania okresowego taśmy stosowana jest wciągarka mechaniczna z kontrolą siły na dwóch poziomach. Przed rozruchem taśma jest napinana z siłą dobieraną według współczynnika dla warunków rozruchu, a po przeprowadzeniu rozruchu siła S_2 jest obniżana do poziomu określonego współczynnikiem k_p dla ruchu ustalonego. Taki sposób napinania zwiększa trwałość taśmy, bowiem dla warunków rozruchu dobiera się większe wartości współczynnika k_p niż dla ruchu ustalonego, a rozruchy trwają bardzo krótko, w porównaniu z czasami pracy ustalonej. Jeżeli do zatrzymywania przenośnika wykorzystuje się hamulce, to siła hamowania przekazywana jest do taśmy również na zasadzie sprzężenia ciernego i wówczas w obliczeniach siły napinającej należy przyjąć współczynnik zabezpieczenia przed poślizgiem dla warunku hamowania (tab. 2.8).

Tabela 2.8. Obliczeniowe współczynniki zabezpieczenia taśmy przed poślizgiem na bębnie napędowym

Warunki pracy napędu	Powierzchnia bębna napędowego	
	sztywna bez wykładziny	z wykładziną elastyczną
Ruch ustalony	1,3	1,2
Rozruch	1,0÷1,3	1,0÷1,3
Hamowanie	1,1	1,1

W celu zapewnienia możliwości przekazania siły obwodowej na zasadzie współpracy cierniej taśmy i bębna można odpowiednio zwiększać siłę napinania S_2 , współczynnik tarcia μ lub kąt opasania α . Zwiększanie napięcia wstępnego nie jest korzystne, gdyż pociąga za sobą wzrost sił w taśmie, co ma ujemny wpływ na trwałość taśmy oraz wytrzymałość bębnow. Dąży się więc do zwiększenia kąta opasania i współczynnika tarcia. Możliwości zwiększania kąta opasania są ograniczone. Ze względów konstrukcyjnych na jednym bębnie napędowym można uzyskać kąt opasania do 240° (4,19 rad). Jeżeli potrzeby w zakresie sprzężenia ciernego są większe, to stosuje się dwa lub trzy bębny napędowe. Wprowadzenie napędu dwubębnowego daje możliwość zwiększenia kąta opasania do 430° (7,5 rad), a napędu trójbębnowego do ok. 600° (10,5 rad).

W celu uzyskania możliwie wysokiego współczynnika tarcia między powierzchnią taśmy i bębna w różnych warunkach eksploatacyjnych stosuje się rowkowane gumowe okładziny bębnow. Badania przedstawione w pracach [42] i [53] wykazały, że decydujący wpływ na wartość współczynnika tarcia ma rodzaj okładki bieżnej taśmy, typ okładziny bębna, a przede wszystkim rodzaj zanieczyszczeń, jakie dostają się między taśmę i bęben. Z wieloletnich doświadczeń wynika, że najlepsze efek-

ty uzyskuje się po zastosowaniu okładziny gumowej bębna, z ukośnie naciętymi rowkami, szczególnie przy zanieczyszczeniu mokrym iłem lub gliną. Obliczeniowe współczynniki tarcia między okładką bieżną taśmy i powierzchnią bębna napędowego zestawiono w tabeli 2.9.

Tabela 2.9. Współczynnik tarcia μ między powierzchnią taśmy i bębna napędowego

Stan powierzchni taśmy	Powierzchnia płaszcza bębna napędowego					
	stalowa gładka			okładzina gumowa z rowkami		
	materiał okładki taśmy					
	guma		PCW		guma	
	guma		PCW		PCW	
wytrzymałość nominalna taśmy, kN/m						
	>2000	≤2000	≤2000	>2000	≤2000	≤2000
Sucha czysta	0,35	0,40	0,30	0,40	0,50	0,35
Wilgotny pył węgla kamiennego	0,10	0,15	0,10	0,35	0,40	0,30
Wilgotny piasek	0,20	0,25	0,15	0,45	0,50	0,35
Mokra glina z piaskiem	0,05	0,10	0,15	0,30	0,40	0,25
Mokry ił z piaskiem	0,05	0,10	0,05	0,30	0,40	0,25
Mokry ił lub glina	0,05	0,05	–	0,25	0,30	–

Uwzględniając potrzeby w zakresie: przekazania siły obwodowej, wymaganej liczby jednostek napędowych, możliwości współpracy ciernej na bębnach napędowych oraz wytrzymałości taśmy, konstruktor przenośnika ustala liczbę bębnowych napędowych oraz kąty opasania tych bębnowych. W przybliżonych obliczeniach wstępnych napędu dwu- lub trójbęnowego zakłada się, że siła obwodowa rozkłada się na poszczególne bębny proporcjonalnie do zainstalowanej mocy. Wówczas analizowane jest sprzężenie cierne na ostatnim bębnie napędowym (kolejność bębnowych liczy się zgodnie z kierunkiem biegu taśmy), ponieważ tam występują najgorsze warunki do współpracy ciernej (najniższe siły w taśmie). Wymagane napięcie wstępne taśmy na ostatnim bębnie czołowej stacji napędowej określa nierówność

$$S_2 \geq \frac{k_p \cdot \frac{z_{on}}{z_n} \cdot P_0}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}, \quad (2.42)$$

w której:

z_n – liczba zastosowanych jednostek w napędzie wielobębnowym,

z_{on} – liczba jednostek na ostatnim bębnie napędowym ($z_{on} = 1$ dla trzech lub pięciu jednostek napędowych oraz $z_{on} = 2$ dla czterech lub sześciu jednostek napędowych na stacji czołowej);

P_0 – siła obwodowa, N.

Dla parzystej liczby silników (4 silniki w napędzie dwubębnowym lub 6 silników w napędzie trójbęnowym) założenie to sprowadza się do przyjęcia równomiernego rozkładu sił obwodowych na bębnach napędowych. W przypadku nieparzystej liczby silników występuje zawsze bęben napędzany jednostronnie i na nim przekazywana

jest o połowę mniejsza siła obwodowa niż na pozostałych. Dla bębna jednostronnie napędzanego wymagana jest zatem o połowę mniejsza siła napinająca i dlatego bęben taki stosowany jest zawsze jako ostatni na stacji napędowej.

Przy doborze siły napinającej, oprócz warunku sprzężenia ciernego, należy sprawdzić warunek dopuszczalnego ugięcia taśmy między zestawami krążnikowymi w ciągu górnym w miejscu występowania najmniejszej siły w taśmie. Najczęściej są to okolice bębna zwrotnego. Maksymalne ugięcie (zwis) taśmy pod wpływem ciężaru taśmy i urobku określa uproszczona zależność (1.72). Aby maksymalne ugięcie taśmy y_{\max} nie było większe niż 2,5% odległości podpór krążnikowych, musi być spełniony warunek

$$\frac{y_{\max}}{l_g} = \frac{g \cdot (m_u + m_T) \cdot l_g \cdot \cos \delta}{8 \cdot [S_{\min} - (m_u + m_T) \cdot \cos \delta \cdot v_t^2]} \leq 0,025, \quad (2.43)$$

czyli

$$S_{\min} \geq 5 \cdot g \cdot (m_u + m_T) \cdot \cos(\delta) \cdot l_g + (m_u + m_T) \cdot \cos \delta \cdot v_t^2, \quad (2.44)$$

gdzie:

S_{\min} – minimalna siła w ciągu górnym, N;

m_u – masa jednostkowa urobku, kg/m;

m_T – masa jednostkowa taśmy, kg/m;

l_g – odległość podpór krążnikowych w ciągu górnym, m;

δ – kąt nachylenia trasy przenośnika w miejscu, gdzie sprawdzany jest warunek ugięcia, rad (lub °);

v_t – prędkość taśmy, m/s;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s².

Przy doborze siły napinającej należy rozróżnić dwa podstawowe typy urządzeń napinających:

➤ urządzenie ciężarowe utrzymujące stałą poziomą siłę S_2 przy zmieniającej się stosownie do warunków pracy długości taśmy,

➤ urządzenie sztywne z nieruchomym bębniem napinającym utrzymujące stałą długość taśmy przy zmieniającej się sile S_2 .

W przypadku napinania ciężarowego siłę S_2 ustala się bezpośrednio z warunku sprzężenia ciernego. Po zastosowaniu sztywnego urządzenia napinającego średnia siła w całej pętli taśmy jest stała (przy założeniu, że przez okresowe zmiany położenia bębna kompensowane są odkształcenia trwale taśmy). Oznacza to, że zarówno w trakcie rozruchu, jak i w ruchu ustalonym siła na bębnie napinającym S_2 dostosowuje się do chwilowych obciążeń wynikających z aktualnie panujących warunków. Wówczas wymagana siła napinająca taśmę przed rozruchem jest średnią siłą w taśmie i wyznacza się ją jako średnią arytmetyczną sił w czterech charakterystycznych punktach przenośnika na początku oraz końcu ciągu dolnego i górnego. Taki dobór siły napinającej taśmę gwarantuje spełnienie warunku sprzężenia ciernego na stacji napędowej przenośnika w całym zakresie zmian sił w taśmie.

Jeśli jest znany wymagany poziom siły napinającej, można przystąpić do obliczeń sił w charakterystycznych punktach taśmy. Podstawą wyznaczania sił w taśmie jest warunek równowagi ciężna (rys. 2.6). Siły na końcach wydzielonego odcinka ciężna (dolnego lub górnego) tworzą układ równowagi ze wszystkimi siłami zewnętrznymi. Siłami zewnętrznymi mogą być opory ruchu (opory przemieszczania ciężna), opory podnoszenia taśmy, opory podnoszenia urobku oraz – w przypadku bębnow napędowych – siły obwodowe. Opory ruchu zawsze są skierowane przeciwnie do kierunku wektora prędkości. Opory podnoszenia taśmy i urobku mają zwrot przeciwny do kierunku prędkości taśmy, gdy kąt nachylenia trasy przenośnika jest dodatni. Przy ujemnym kącie (odcinek opadający) zwrot wektora oporów podnoszenia taśmy i urobku jest zgodny ze zwrotem wektora prędkości. Należy przy tym pamiętać, że decydujący jest średni kąt nachylenia na analizowanym odcinku, określony współrzędnymi początku i końca rozpatrywanego odcinka.

W najbardziej typowym przypadku przy pędzeniu taśmy siła obwodowa jest siłą zewnętrzną dla taśmy o zwrocie zgodnym z kierunkiem ruchu. W przypadku hamowania zwrot siły obwodowej jest przeciwny do kierunku ruchu. Na odcinku ciężna dolnego, przedstawionego schematycznie na rysunku 2.6, siła w punkcie M zmieni się w stosunku do siły w punkcie N o wartość wszystkich sił zewnętrznych (z uwzględnieniem kierunków działania wektorów tych sił)

$$S_m = S_n + (W_d)_{m-n} - (W_{ht})_{m-n}. \quad (2.45)$$

Na odcinku ciężna górnego między punktami K i Q obowiązuje podobna zależność

$$S_k = S_q + (W_g)_{k-q} + (W_{ht})_{k-q} + (W_{hu})_{k-q}. \quad (2.46)$$

Na odcinku taśmy na napędzie czołowym między punktami 1 i 2 (rys. 2.8) siła obwodowa P_0 jest siłą zewnętrzną. W napędzie jednobębnowym (rys. 2.8b) siła obwodowa ma jedną składową, w napędzie dwubębnowym (rys. 2.8c) natomiast dwie składowe $P_0 = P_{01} + P_{02}$. Zgodnie z zasadą zawartą we wzorach (2.45) oraz (2.46) rozkład sił w taśmie przenośnika z napędem czołowym będzie miał przebieg przedstawiony na rysunku 2.8.

Siły w taśmie na końcach obu ciężni wyznacza się w następujący sposób:

➤ w pierwszej kolejności dobiera się siłę napinającą S_2 z warunku sprzężenia ciernego (2.41) dla napędu jednobębnowego lub (2.42) dla napędu wielobębnowego;

➤ następnie można wyznaczyć siłę w drugim końcu ciężna dolnego (w miejscu nabiegania na bęben zwrotny)

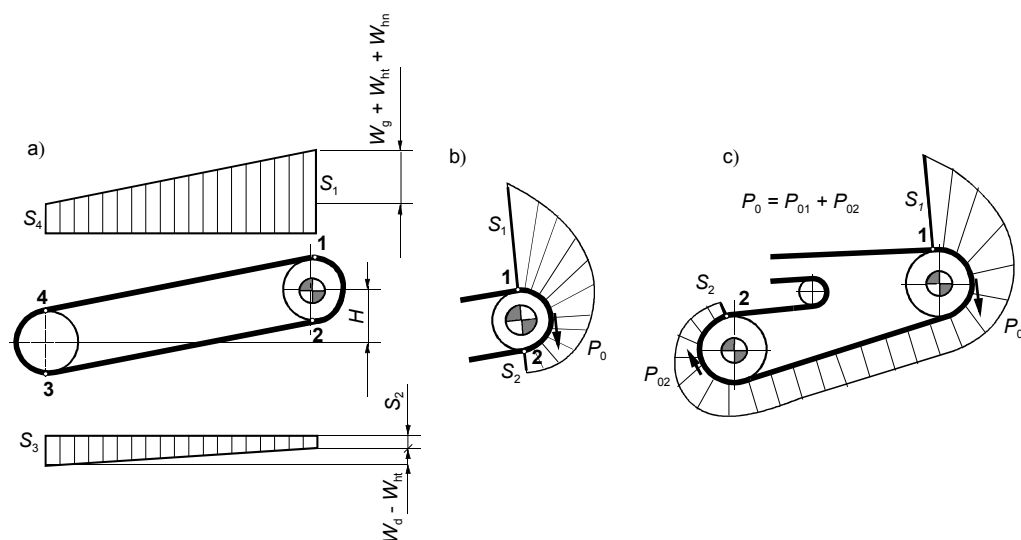
$$S_3 = S_2 + W_d - W_{ht}, \quad (2.47)$$

➤ jeżeli przenośnik nie ma napędu zwrotnego, to siła w ciężnie górnym w miejscu zbiegania z bębna zwrotnego ma taką samą wartość, jak siła nabiegająca na ten bęben (przy założeniu, że na bębnie nie występują opory ruchu, bo opory skupione są doliczone do oporów głównych i uwzględnione we współczynniku oporów skupionych C)

$$S_4 = S_3 = S_2 + W_d - W_{ht}, \quad (2.48)$$

➤ w końcowym etapie obliczeń wyznacza się siłę w cięgnię górnym w miejscu nabiegania na pierwszy bęben czołowej stacji napędowej

$$S_1 = S_4 + W_g + W_{hu} + W_{ht} = S_2 + W_d + W_g + W_{hu}. \quad (2.49)$$



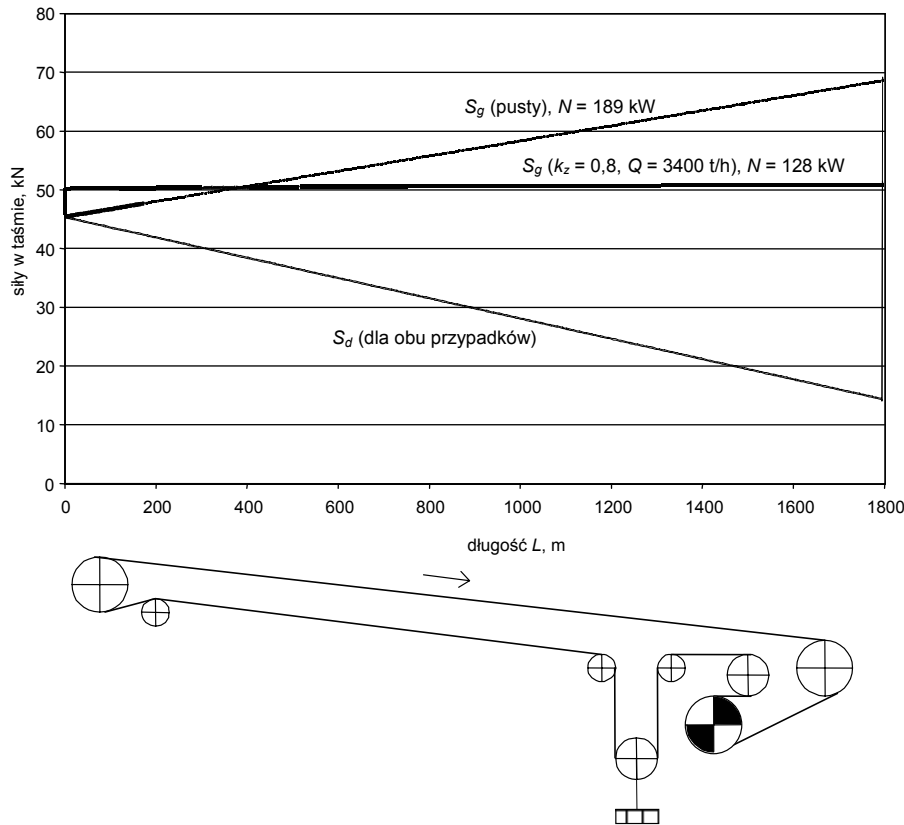
Rys. 2.8. Siły w taśmie w ruchu ustalonym przenośnika z napędem czołowym:
 a) rozkład sił w cięgnię górnym i dolnym, b) rozkład sił na stacji napędowej jednobębnowej,
 c) rozkład sił na stacji napędowej dwubębnowej

Równowaga sił w taśmie na bębnie napędowym (rys. 2.8b) wymaga spełnienia warunku

$$S_1 - S_2 = P_0, \quad (2.50)$$

gdzie otrzymujemy potwierdzenie założenia (2.36), że siła obwodowa (realizowana przez napęd główny) równa się sumie wszystkich oporów ruchu przenośnika. Łatwo zauważyć, że po zsumowaniu wszystkich oporów ruchu redukują się opory podnoszenia taśmy, a występują tylko opory podnoszenia urobku. Z przebiegu sił w taśmie (rys. 2.8a) widać wyraźnie, że najmniejsza siła występuje na początku cięgna dolnego w miejscu zbiegania z czołowej stacji napędowej. Z tego względu w okolicach stacji czołowej w cięgnię dolnym instaluje się najczęściej urządzenie napinające. Przedstawiony na rysunku 2.8 rozkład sił w taśmie jest typowy dla większości przenośników taśmowych, w których nie występują stany pracy wymagające hamowania w ruchu ustalonym. O rozkładzie sił w innej konfiguracji trasy decydują wzajemne proporcje pomiędzy oporami przemieszczania cięgien W_g i W_d oraz oporami podnoszenia taśmy i urobku W_{ht} i W_{hu} . Na przykład w przenośnikach opadających o małym kącie nachylenia trasy ($\delta = -2,5 \div -1^\circ$) maksymalne siły w taśmie mogą pojawić się przy biegu pustej taśmy (dla $k_z = 0$). Przykładem tego

może być przedstawiony na rysunku 2.9 rozkład sił w cięgnię górnym przenośnika opadającego pod kątem $\delta = -1,3^\circ$ ($-0,023$ rad).

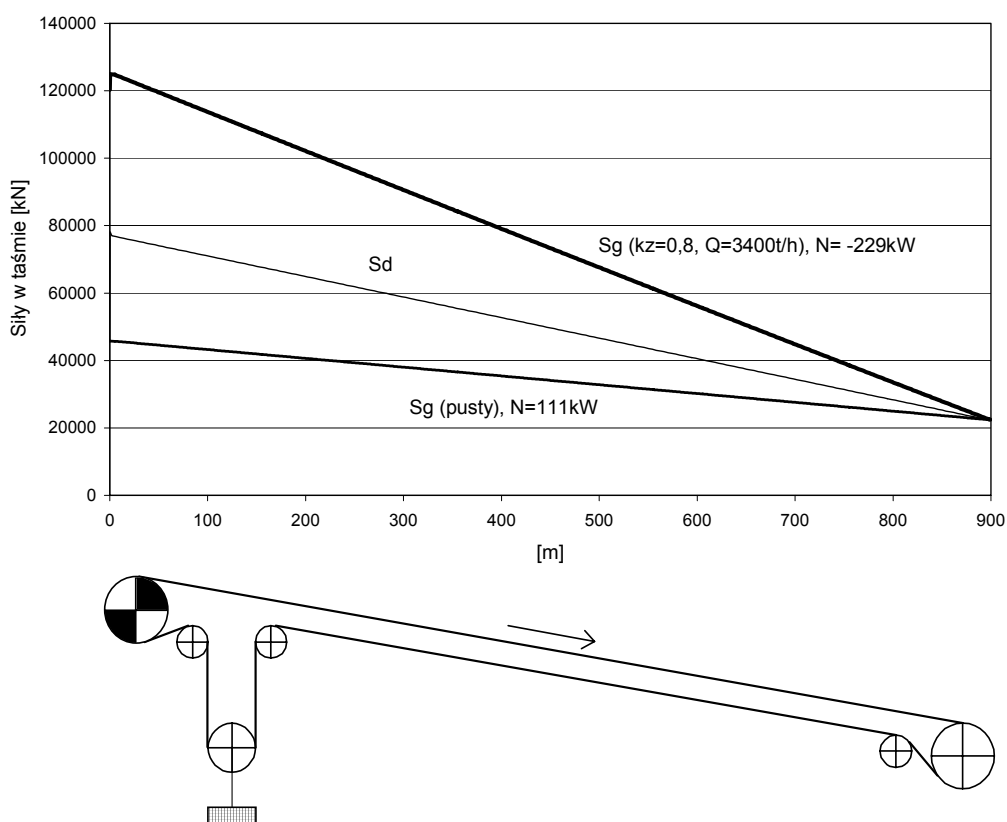


Rys. 2.9. Rozkład sił w taśmie w ruchu ustalonym przenośnika opadającego o małym nachyleniu trasy. Dane przenośnika: $\delta = -1,3^\circ$, $H = -40$ m, $L = 1800$ m, nosiwo – piasek/gлина $\rho = 1600$ kg/m³, $B = 1,4$ m, $v_t = 3,15$ m/s, $\lambda = 35^\circ$, $l_g = 1,0$ m, taśma EP2000/5, S_g – siła w cięgnię górnym, S_d – siła w cięgnię dolnym

Na rysunku 2.9 przedstawiono rozkład sił w cięgnię górnym S_g i w cięgnię dolnym S_d wzdłuż trasy przenośnika długości $L = 1800$ m, dla dwóch stanów załadowania. Jeżeli cięgnię górne jest puste ($k_z = 0$), to maksymalna siła w taśmie (w miejscu nabiegania na bęben napędowy) wynosi ≈ 69 kN, a moc napędu głównego ≈ 189 kW. Przy załadunku na poziomie 80% obciążenia nominalnego (dla $k_z = 0,8$) ujemnie w tym przypadku opory podnoszenia taśmy i urobku równoważą opory cięgnię górnego ($W_g + W_{ht} + W_{hu} = 0$) i wówczas siła w cięgnię górnym S_g nie zmienia się, a obliczeniowa moc napędu głównego jest mniejsza i wynosi ≈ 128 kW.

Przy dużych nachyleniach trasy przenośnika opadającego konieczne jest hamowanie napędem w ruchu ustalonym i wówczas – ze względu na rozkład sił w taśmie – lepiej jest zastosować napęd i napinanie na stacji zwrotnej (rys. 2.10). Przenośnik,

którego rozkład sił w cięgnie górnym i dolnym pokazano na rysunku 2.10, charakteryzuje się tym, że dla załadowania $k_z = 0,8$ (co odpowiada wydajności $Q_t = 3400$ t/h) moc napędu głównego jest ujemna ($N = -229$ kW), a maksymalna siła występuje w cięgnie górnym w miejscu zbiegania ze zwrotnego bębna napędowego i wynosi ≈ 125 kN. Przy biegu pustej taśmy (dla $k_z = 0$) ten sam przenośnik musi być napędzany w ruchu ustalonym z mocą na poziomie ≈ 111 kW i wówczas siły w cięgnie dolnym S_d są większe niż w cięgnie górnym S_g . W przypadku tego przenośnika wygodnie jest zainstalować urządzenie napinające na stacji zwrotnej, ponieważ tam w cięgnie dolnym występują najmniejsze siły w ruchu ustalonym.



Rys. 2.10. Rozkład sił w taśmie przenośnika opadającego o dużym nachyleniu trasy:
 $\delta = -3,2^\circ$, $H = -50$ m, $L = 900$ m, nosiwo – piasek/gлина $\rho = 1600$ kg/m³, $B = 1,4$ m, $v_t = 3,15$ m/s,
 $\lambda = 35^\circ$, $l_g = 1,0$ m, taśma EP2000/5, S_g – siła w cięgnie górnym, S_d – siła w cięgnie dolnym

Analiza sił w taśmie w ruchu ustalonym przenośników długich, których trasa składa się z odcinków wznoszących i opadających, wymaga obliczeń wariantowych. Może

wtedy występować znaczne zróżnicowanie sił w taśmie oraz sił obwodowych w zależności od wypełnienia ciągu górnego urobkiem. Siły obwodowe w ruchu ustalonym mogą się zmieniać od wartości ujemnych (hamowanie w ruchu ustalonym) do wartości dodatnich. Jeżeli średni kąt nachylenia trasy tego typu przenośnika – określony współrzędnymi bębna czołowego i zwrotnego – jest dodatni, to średnio w skali całego przenośnika trasa jest wznosząca i wówczas napęd i urządzenie napinające lokowane są na stacji czołowej. W odwrotnym przypadku – gdy bęben zwrotny znajduje się znacznie wyżej niż bęben czołowy – jest to przenośnik opadający; wtedy napęd i urządzenie napinające instaluje się na stacji zwrotnej.

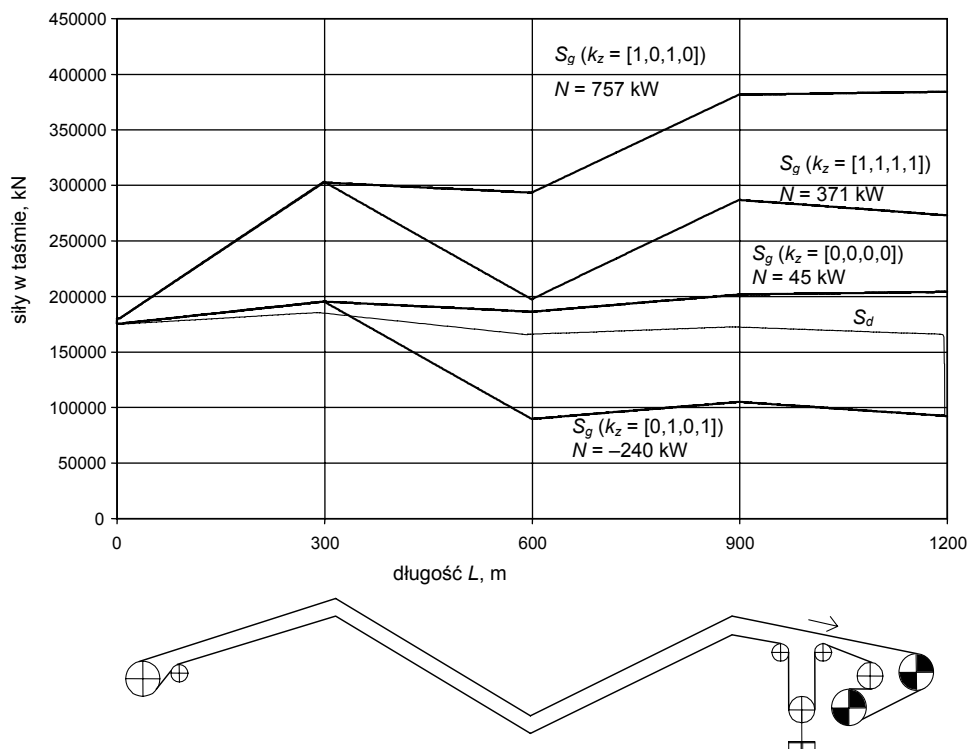
Jeżeli minimalne i maksymalne wartości siły obwodowej charakteryzują się tym, że ich wartości bezwzględne są porównywalne, to do zapewnienia sprzężenia ciernego w warunkach hamowania i pędzenia konieczne jest napinanie taśmy pomiędzy bębnami napędowymi. Podczas projektowania przenośników o skomplikowanym przebiegu trasy należy pamiętać również o tym, że maksymalna siła w taśmie nie zawsze występuje w miejscu nabiegania na stację napędową. Siła maksymalna pojawić się może w najwyżej położonym punkcie trasy, a siła minimalna w punkcie znajdującym się najniżej.

Dla przenośnika, którego trasa składa się z czterech odcinków naprzemiennie wznoszących i opadających, konieczne jest przeliczenie czterech stanów załadowania urobkiem ciągu górnego. Wyniki obliczeń wielowariantowych takiego przenośnika przedstawiono na rysunku 2.11.

Z analizy wykresów przedstawionych na tym rysunku wynika, że maksymalna siła w taśmie w ruchu ustalonym pojawia się na odcinku czwartym ciągu górnego przy stanie załadowania $k_z = [1,0,1,0]$ (odcinki wznoszące pierwszy i trzeci załadowane na poziomie $k_z = 1$, a odcinki opadające drugi i czwarty puste $k_z = 0$) i wynosi około 380 kN. Wymagana w tym stanie załadowania moc napędu głównego przenośnika wynosi 757 kW. W stanie załadowania ciągu górnego $k_z = [0,1,0,1]$ (wznoszące odcinki pierwszy i trzeci puste, a odcinki drugi i czwarty załadowane na poziomie $k_z = 1$) konieczne jest hamowanie w ruchu ustalonym z mocą $N = -240$ kW. Charakterystyczne dla przedstawionego przenośnika jest, że poza stanem załadowania ciągu górnego $k_z = [1,0,1,0]$, maksymalna siła w taśmie w ruchu ustalonym pojawia się nie na stacji czołowej, lecz na końcu pierwszego wznoszącego odcinka trasy.

Odrębnym zagadnieniem podczas projektowania przenośników o zmiennym profilu trasy jest sprawdzenie łuków wklęsłych i wypukłych w płaszczyźnie pionowej. Punktem wyjściowym takiej analizy jest zawsze wyznaczenie sił w taśmie na łukach dla różnych stanów załadowania. Szczegółowe algorytmy obliczeń obciążeń krążników z uwzględnieniem łuków trasy omówiono w rozdziale 3.

Zalecenia dotyczące wymiarowania napędu oraz lokalizacji urządzenia napinającego taśmę przy różnym możliwym ukształtowaniu trasy przenośników zestawiono w tabeli 2.10.



Rys. 2.11. Rozkład sił w taśmie w ruchu ustalonym przenośnika o zmiennej konfiguracji trasy: $L = 1200$ m, nosiwo – piasek/gлина $\rho = 1600$ kg/m³, $B = 1,4$ m, $v_t = 3,15$ m/s, $\lambda = 35^\circ$, $l_g = 1,0$ m, taśma EP2000/5, S_g – siła w ciągnie górnym, S_d – siła w ciągnie dolnym;
 $k_z = [1,1,1,1]$ – przy znamionowym załadunku całej trasy
 $k_z = [1,0,1,0]$ – przy znamionowym załadunku tylko odcinków wznoszących,
 $k_z = [0,1,0,1]$ – przy znamionowym załadunku tylko odcinków opadających,
 $k_z = [0,0,0,0]$ – przy pustej taśmie

Tabela 2.10. Zalecane rozwiązania lokalizacji napędu i urządzenia napinającego

Ukształtowanie trasy przenośnika	Kryterium wymiarowania napędu głównego	Zalecane rozmieszczenie jednostek napędowych	Zalecane usytuowanie urządzenia napinającego taśmę
1	2	3	4
Trasa pozioma wznosząca lub opadająca pod niewielkim kątem do $-1,5^\circ$ (rys. 2.8 lub 2.9)	obliczeniowa moc pędzenia taśmy wypełnionej urobkiem lub dla trasy opadającej taśmy pustej	stacja czołowa, a po wykorzystaniu możliwości sprzężenia ciernego na stacji czołowej dodatkowe napędy pośrednie lub napęd zwrotny	ciągnio dolne w pobliżu stacji czołowej
Trasa opadająca (rys. 2.7 lub rys. 2.10)	obliczeniowa moc hamowania taśmy w ruchu ustalonym	stacja zwrotna	ciągnio dolne w pobliżu stacji zwrotnej

1	2	3	4
Trasa złożona naprzemiennie z odcinków wznoszących i opadających (rys. 2.11)	obliczeniowa moc pędzenia taśmy większa od mocy hamowania	napęd wielobębnowy na stacji czołowej	napinanie pomiędzy bębnami czołowej stacji napędowej
	obliczeniowa moc hamowania taśmy większa od mocy pędzenia	napęd wielobębnowy na stacji zwrotnej	napinanie pomiędzy bębnami zwrotnej stacji napędowej
	moc pędzenia i hamowania taśmy (porównywalne wartości)	napęd rozdzielony na stacji czołowej i zwrotnej (z możliwością napędów pośrednich)	dowolne miejsce ciągną dolnego

Drogę napinania, czyli wymagane przemieszczenie bębna napinającego, wyznacza się na podstawie średniej sił w taśmie przenośnika [53]. W większości przenośników jest to średnia arytmetyczna z sił w czterech wybranych charakterystycznych punktach na początku i końcu ciągną górnego i dolnego

$$\Delta L > L \cdot \frac{\frac{1}{4} \cdot (S_1 + S_2 + S_3 + S_4)}{B \cdot E_d}, \quad (2.51)$$

gdzie:

L – długość przenośnika, m;

$S_1 \div S_4$ – siły w charakterystycznych punktach taśmy, N;

B – szerokość taśmy, m;

E_d – moduł dynamiczny taśmy dla warunków na trasie przenośnika według p. 1.1, N/m.

Ze względu na odkształcenia trwale taśmy należy dobrać drogę napinania z rezerwą około 50% dla taśmy tekstylnej oraz około 20÷30% dla taśmy z linkami stalowymi [53].

Przy doborze siły napinającej należy pamiętać o różnicach pomiędzy ciężarowym i sztywnym urządzeniem napinającym. Ciężarowe urządzenie napinające zachowuje w ruchu ustalonym stałą siłę napinania, urządzenie sztywne natomiast charakteryzuje się stałą długością taśmy, co jest jednoznaczne z utrzymaniem stałej średniej siły w taśmie. Aby uzyskać w przypadku sztywnego napinania siłę napinającą S_2 w miejscu zbiegania ze stacji czołowej, należy przed rozruchem napiąć taśmę z siłą S_0 , która będzie średnią siłą w taśmie w ruchu ustalonym, a zatem

$$S_0 = \frac{1}{4} \cdot (S_1 + S_2 + S_3 + S_4). \quad (2.52)$$

Związek między siłą napięcia wstępnego S_0 i siłą zbiegającą ze stacji napędowej (czołowej) S_2 uzyskuje się po uwzględnieniu we wzorze (5.52) równań (2.47)÷(2.49)

$$S_0 = S_2 + \frac{3 \cdot W_d - 2 \cdot W_{ht} + W_g + W_{hu}}{4}. \quad (2.53)$$

Zależność (2.53) umożliwia określenie wymaganej siły napięcia wstępnego przy zdefiniowanej sile S_2 , spełniającej wymagania sprzężenia ciernego na stacji napędowej, co gwarantuje bezpieczne (bezpośrednie) przekazanie siły obwodowej, będącej sumą wszystkich składowych oporów ruchu ($P_0 = W_g + W_d + W_{ht}$).

2.5. Dobór taśmy

Dobór taśmy przenośnikowej polega na uwzględnieniu materiału i konstrukcji rdzenia, sprawdzeniu dobranej wstępnie wytrzymałości nominalnej oraz wyborze grubości i materiału okładek ochronnych. W szczególnych przypadkach należy rozważyć zastosowanie dodatkowych elementów chroniących rdzeń taśmy (przekładek, siatek ochronnych lub zbrojenia poprzecznego) lub progów na okładce nośnej dla dużych kątów nachylenia trasy. Optymalną konstrukcję rdzenia dobiera się na podstawie analizy techniczno-ekonomicznej, ze szczególnym uwzględnieniem następujących czynników [41, 53]:

- wytrzymałości nominalnej taśmy w odniesieniu do sił w różnych stanach pracy przenośnika,
- długości przenośnika (dla przenośników długich i bardzo długich powyżej 2 km zaleca się stosowanie taśmy z linkami stalowymi),
- możliwości łączenia odcinków taśmy,
- doraźnej wytrzymałości zmęczeniowej połączeń,
- wartości poprzecznych obciążeń dynamicznych w miejscu podawania urobku,
- agresywności (chemiczna i fizyczna) środowiska w którym ma pracować taśma,
- wymogów bezpieczeństwa pracy (np. wymóg trudnopalności),
- właściwości nosiwa (zawartość brył, ostrokrawędzistość, temperatura nosiwa, agresywność chemiczna itp.)

Przed przystąpieniem do obliczeń projektowych dobiera się wstępnie taśmę i jej wytrzymałość nominalną K_n . Następnie, po wyznaczeniu sił w taśmie, sprawdza się dobraną wytrzymałość. Wytrzymałość nominalną taśmy z rdzeniem tkaninowym sprawdza się według następującej nierówności:

$$K_n \geq \frac{(S_r)_{\max}}{1000 \cdot B} \cdot k_e \cdot k_b, \quad (2.54)$$

w której:

- K_n – wytrzymałość nominalna (klasa wytrzymałości taśmy), kN/m lub N/mm;
- B – szerokość taśmy, m;
- $(S_r)_{\max}$ – maksymalna siła w taśmie w trakcie rozruchu, N;
- k_e – współczynnik bezpieczeństwa uwzględniający warunki eksploatacji;
- k_b – współczynnik spiętrzenia naprężeń w złączeniu.

Wyznaczenie maksymalnej siły w taśmie podczas rozruchu wymaga indywidualnych dla każdego przenośnika obliczeń symulacyjnych (rozdz.7) lub analizy wyników pomiarów konstrukcji podobnych [2, 51, 54]. W pierwszym etapie obliczeń przeno-

śnika nie ma możliwości analitycznego określenia maksymalnej siły w taśmie w ruchu nieustalonym. Jeżeli brak jest danych z obliczeń dynamicznych, to należy przyjąć, że maksymalna siła podczas rozruchu przenośnika jest iloczynem współczynnika rozruchu k_r i maksymalnej siły w taśmie w ruchu ustalonym. Najczęściej jest to siła S_1 (rys. 2.8) w punkcie nabiegania na stację czołową przenośnika i wówczas $(S_r)_{\max} = k_r \cdot S_1$. Zalecane wartości współczynników rozruchu [2] dla przenośników z taśmą tkaninową podano w tabeli 2.11.

Tabela 2.11. Zalecane wielkości współczynników rozruchu dla taśm z rdzeniem tkaninowym

Napęd przenośnika	Zakres zastosowania	Współczynnik rozruchu k_r
Silniki klatkowe z załączaniem bezpośrednim	przenośniki krótkie silniki o mocy do 30 kW	2,0÷3,0
Silniki klatkowe z przełącznikiem gwiazda-trójkąt	rozruchy przenośnika przy pustej taśmie	1,6
Silniki klatkowe ze sprzęgłami poślizgowymi (hydrokinetycznymi)	przenośniki średniej długości silniki o mocy powyżej 30 kW	1,3÷1,5

Współczynnik bezpieczeństwa k_e dla taśm tkaninowych w zależności od warunków eksploatacji podano w tabeli 2.12. Technologia wykonywania połączeń oraz zmienność parametrów taśm tkaninowych [6, 41] sprawiają, że w złączach występuje koncentracja naprężeń, co uwzględnia się w obliczeniach, przyjmując odpowiednie wartości współczynnika spiętrzenia naprężeń k_b . Zalecane wartości tego współczynnika również podano w tabeli 2.12. Ocena jakości połączenia w wielu przypadkach jest utrudniona, ponieważ przeważnie jest oceną subiektywną, obarczoną błędem. W razie braku pełnego rozeznania problemu jakości połączeń przydatny może być szacunkowy wpływ czynników podany w tabeli 2.14, odnoszący się co prawda do taśm z liniami stalowymi, ale mający również odniesienie do pozostałych typów taśm.

Tabela 2.12. Obliczeniowe współczynniki bezpieczeństwa dla taśm z rdzeniem tkaninowym

Współczynnik uwzględniający warunki eksploatacyjne taśmy k_e		Współczynnik osłabienia taśmy w złączu (w wyniku spiętrzenia naprężeń) k_b	
Dobre warunki pracy (systematyczna kontrola i naprawa uszkodzeń, poprawnie rozwiązane węzły konstrukcyjne przenośnika, kilka rozruchów dziennie)	3,8	połączenia mechaniczne	2,1÷2,5
		taśma wieloprzekładowa, mała zmienność parametrów taśmy, wysokiej jakości materiały i sprzęt wulkanizacyjny, wysokie kwalifikacje osób wykonujących połączenia	1,7
Przeciętne warunki eksploatacji (do 30 rozruchów dziennie)	4,0	taśmy wieloprzekładowe i połączenia średniej jakości	1,8
		taśmy wieloprzekładowe i połączenia złej jakości	1,9
Ciężkie warunki eksploatacji (brak systematycznych napraw, urobek z dużą zawartością brył, duża liczba przecięć na bębnach, częste rozruchy)	4,2	taśma dwuprzekładowa	1,2
		taśma jednoprzekładowa z rdzeniem jednolicie tkanym i połączeniem palcowym	2,0

W zakresie doboru taśm z linkami stalowymi na przestrzeni ostatnich lat prowadzono liczne badania [41, 54], których wyniki umożliwiają uściślenie doboru współczynników bezpieczeństwa ze względu na wytrzymałość zmęczeniową połączeń, jakość wykonania połączenia oraz warunki eksploatacyjne. W odróżnieniu od taśm z rdzeniem tekstylnym, wytrzymałość taśmy z linkami stalowymi sprawdza się z uwzględnieniem dodatkowo współczynnika wytrzymałości zmęczeniowej połączenia, który zależnie od jakości taśmy mieści się w przedziale $k_w = 1,8 \div 2,2$. Wytrzymałość taśm z linkami stalowymi sprawdza się według zależności

$$K_n \geq \frac{(S_r)_{\max}}{1000 \cdot B} \cdot k_e \cdot k_b \cdot k_w. \quad (2.55)$$

Dla współczynnika $k_w = 2,2$ wytrzymałość zmęczeniowa połączenia osiąga około 45% wytrzymałości nominalnej taśmy (przeciętnej jakości taśmy z linkami stalowymi), natomiast dla $k_w = 1,8$ wytrzymałość zmęczeniowa połączenia stanowi około 55% statycznej wytrzymałości nominalnej taśmy (poziom obecnie osiągany przez czołowych producentów taśm). Wyniki badań wytrzymałości zmęczeniowej połączeń można w prosty sposób uwzględnić przez aproksymację występującego w równaniu (2.55) współczynnika k_w .

Jeżeli jest brak danych z obliczeń rozruchu przęnośnika, to można przyjąć, że maksymalna siła w taśmie z linkami stalowymi podczas rozruchu jest iloczynem maksymalnej siły w ruchu ustalonym (najczęściej jest to siła S_1) i współczynnika rozruchu, czyli $(S_r)_{\max} = k_r \cdot S_1$. Wartość współczynnika k_r dla przęnośnika z taśmą z linkami stalowymi należy dobrać z tabeli 2.13.

Tabela 2.13. Zalecane wartości współczynników rozruchu dla taśm z linkami stalowymi

Napęd przęnośnika	Zakres zastosowania	Współczynnik rozruchu k_r
Silniki asynchroniczne pierścieniowe z rozrusznikami oporowymi	przęnośniki długie silniki o mocy powyżej 200 kW	1,5
Silniki asynchroniczne pierścieniowe ze sprzęgłami hydrokinetycznymi	przęnośniki średniej długości	1,3÷1,4
Silniki klatkowe	przęnośniki średniej długości	1,6

Jeżeli wiedza projektanta na temat dobieranej taśmy z linkami stalowymi jest wystarczająca do oszacowania współczynnika wytrzymałości zmęczeniowej, to pozostałe współczynniki należy dobrać z tabel 2.14 i 2.15. W tabelach tych, podobnie jak w najnowszej normie DIN 22110-3 [40, 54], podano wartości przeciętne dla normalnych warunków eksploatacji oraz przedział zmienności określony przez możliwe wartości minimalne i maksymalne. Oceniając udział czynników wpływających na zmianę wartości analizowanego współczynnika, należy arbitralnie dobrać odpowiednią wartość z przedziału podanego w tabeli 2.14.

Tabela 2.14. Zalecane współczynniki bezpieczeństwa k_e dla taśm z linkami stalowymi

Czynniki wpływające na zmianę wartości obliczeniowej współczynnika	Wartość przeciętna współczynnika bezpieczeństwa dla warunków normalnych $k_e = 1,7$	
	wartość minimalna dla warunków dobrych	wartość maksymalna dla warunków ciężkich
	$k_e = 1,5$	$k_e = 1,9$
Kontrola uszkodzeń i stopnia zużycia taśmy	stała	brak
Naprawa uszkodzeń taśmy	na bieżąco	brak
Agresywność otoczenia pracy taśmy (czynniki chemiczne, termiczne, fizyczne)	nie występuje	duży stopień agresywności
Przeciętna liczba rozruchów przenośnika	mniej niż 30 dziennie	powyżej 30 dziennie
Przeciętna częstotliwość obiegu taśmy na przenośniku	powyżej 2/h mniej niż 1/min	częściej niż 1/min

W przypadku połączeń taśm z linkami stalowymi osiągających wytrzymałość zmęczeniową na poziomie 45% wytrzymałości nominalnej taśmy (taśmy przeciętnej jakości) całkowity współczynnik bezpieczeństwa mieści się w przedziale od 3,6 do 5,1. Dla taśm najwyższej jakości, w których złącza mają wytrzymałość zmęczeniową dochodzącą 55% wytrzymałości nominalnej taśmy, całkowity współczynnik bezpieczeństwa może być niższy i zawiera się w przedziale od 2,7 do 4,1.

Tabela 2.15. Zalecane współczynniki bezpieczeństwa połączeń taśm z linkami stalowymi k_b

Czynniki wpływające na zmianę wartości obliczeniowej współczynnika bezpieczeństwa połączeń	Wartość przeciętna współczynnika bezpieczeństwa połączeń dla warunków normalnych $k_b = 1,1$	
	wartość minimalna dla warunków dobrych	wartość maksymalna dla warunków ciężkich
	$k_b = 1,0$	$k_b = 1,2$
Warunki otoczenia w trakcie wykonywania połączeń (wilgotność, zapylenie itp.)	bardzo dobre	złe
Dostępna przestrzeń w miejscu wykonywania połączeń	bez ograniczeń	znacznie ograniczona
Ochrona taśmy przed nasłonecznieniem	pełna	brak
Kwalifikacje pracowników wykonujących połączenia	bardzo dobre	przeciętne
Jakość pras wulkanizacyjnych	najwyższa	przeciętna
Jakość materiałów wulkanizacyjnych	najwyższa	na granicy dopuszczalności

Oprócz sprawdzenia wytrzymałości taśmy należy dobrać do warunków eksploatacji odpowiednią grubość okładki nośnej. Zadaniem okładek jest ochrona rdzenia taśmy przed uszkodzeniami oraz wpływem czynników atmosferycznych (wilgoć), biologicznych lub chemicznych. Najczęściej użytkownik przenośnika wraz z producentem taśmy ustalają i dobierają właściwości okładek odpowiednio do warunków

eksploatacji i przewidywanej trwałości [41]. Przeważnie dobierane są okładki ogólnego przeznaczenia produkowane w różnych odmianach na bazie gumy, której głównym składnikiem jest kauczuk naturalny. Można dobrać również okładki odporne na działanie olejów mineralnych i tłuszczu (np. dla przemysłu spożywczego), odporne na działanie wysokiej temperatury do +180 °C lub trudnopalne (dla kopalń podziemnych). Analiza trwałości taśm wskazuje, że czynnikiem decydującym o wycofaniu taśmy z eksploatacji jest zużycie ścierne okładek ochronnych. Ścieranie materiału okładki nośnej obniża odporność taśmy (rdzenia) na przebicie i przecięcie wzdłużne. Zwiększenie odporności taśmy na przebicie i przecięcie można uzyskać dzięki stosowaniu przekładek ochronnych [41]. Ewentualny dobór przekładek ochronnych musi być poprzedzony wnikliwą analizą warunków eksploatacji.

W obliczeniach wstępnych ustala się minimalną grubość okładki nośnej równą minimalnej grubości okładki bieżnej, na ogół podawanej przez producenta taśmy. Dla taśm tkaninowych minimalna grubość okładki niezbędna do ochrony rdzenia w zależności od rodzaju tkaniny wynosi od 1 do 3 mm. Dla taśm z linkami stalowymi przyjmuje się minimalną grubość okładki równą 70% grubości rdzenia, ale nie mniejszą niż 4 mm. Posługując się szacunkową skalą punktową (tabele 2.16 i 2.17) dobiera się grubość dodawaną do grubości minimalnej ustalonej przez producenta.

Tabela 2.16. Skala punktowa do wyznaczania dodatkowej grubości okładki nośnej taśmy

Warunki eksploatacji	Zakres	Punkty
Wysokość spadku urobku na taśmę w miejscu załadoczym	$\leq 1,5$ m	1
	1,5÷3,0 m	2
	$\geq 3,0$ m	3
Konstrukcyjne podparcie taśmy w miejscu załadoczym	zestawy przegubowe, krążniki z pierścieniami gumowymi lub belki ślizgowe	1
	zestawy przegubowe, krążniki z płaszczem stalowym	2
	zestawy sztywne (kozły), krążniki z pierścieniami gumowymi	3
	zestawy sztywne, krążniki z płaszczem stalowym	4
Gęstość usypowa nosiwa	$\rho \leq 1000$ kg/m ³	1
	$1000 < \rho < 1900$ kg/m ³	2
	$\rho \geq 1900$ kg/m ³	3
Zmienność natężenia przepływu strugi nosiwa	mała	1
	średnia	2
	duża	3
Właściwości ścierne nosiwa	słabe	1
	średnie	2
	duże	3
Granulacja nosiwa	$d_{\max} \leq 0,05$ m	1
	$0,05 < d_{\max} < 0,3$ m	2
	$d_{\max} \geq 0,3$ m	3

Po zliczeniu sumy punktów według wskazówek zawartych w tabeli 2.16 ustala się dodatkową grubość z tabeli 2.17. W przypadku taśm z rdzeniem tkaninowym należy pamiętać, że stosunek grubości okładki nośnej do okładki bieżnej nie powinien być większy niż 3:1.

Tabela 2.17. Dodatkowa grubość okładki nośnej taśmy

Suma punktów wg tabeli 2.16	Dodatkowa grubość okładki nośnej, mm
6÷7	0÷1
8÷9	1÷3
10÷12	3÷6
13÷15	6÷10
16÷19	nie mniej niż 10

Różną grubość okładki nośnej i bieżnej taśmy można zastosować zawsze w napędzie jednobębnowym, a w napędzie dwu- lub wielobębnowym tylko wtedy, gdy taśma ma kontakt z bębnami napędowymi tylko od strony okładki bieżnej. Jeżeli układ przewijania taśmy na stacji napędowej wymusza kontakt taśmy z bębnami napędowymi zarówno od strony okładki bieżnej, jak i nośnej, to – ze względu na prawidłową współpracę napędów – nie należy dobierać różnych grubości okładek.

2.6. Dobór średnicy bębnów

Średnica bębnów istotnie wpływa na trwałość taśmy. Dopuszczalne średnice bębnów są tak określone, aby naprężenia w wielowarstwowym rdzeniu taśmy tkaninowej przy zginaniu na bębnie nie przekraczały wartości uznanych za dopuszczalne. Po przekroczeniu naprężeń dopuszczalnych taśma tkaninowa może się rozwarstwić. Dla taśm z linkami stalowymi minimalna średnica bębna jest określana na podstawie naprężeń, jakie wywierają rozciągane i zginane linki na okładkę bieżną taśmy. Chodzi o to, aby nie dopuścić do zniszczenia okładki bieżnej przez wbijania się linek w okładkę. Średnice bębnów przyjmuje się nie mniejsze niż podane przez producenta taśmy. Zazwyczaj średnice te są podawane oddzielnie dla bębnów napędowych, odchylających i zwrotnych. Średnice bębnów (bez okładziny) są znormalizowane i wynoszą: 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1400, 1600 i 1800 mm. Minimalną średnicę bębna wyznacza się jako iloczyn współczynnika obliczeniowego X (dobieranego z tabeli 2.19 lub 2.20) i grubości rdzenia taśmy h_r .

$$(D_b)_{\min} = X \cdot h_r. \quad (2.56)$$

Jeżeli grubość taśmy jest wyrażona w metrach, to minimalna średnica bębna, określona zależnością (2.56), również będzie wyrażona w metrach.

Ponieważ bębny są obciążane siłami rozciągającymi taśmę, parametrem decydującym o wyborze współczynnika obliczeniowego X jest więc procentowy stopień obciążenia.

żenia odniesiony do dopuszczalnej siły rozciągającej taśmę w ruchu ustalonym. Tak rozumiane względne obciążenie bębna

$$\xi = \frac{k_u \cdot S_i}{10 \cdot B \cdot K_n} \% \quad (2.57)$$

gdzie:

k_u – współczynnik bezpieczeństwa w ruchu ustalonym (tab. 2.18);

S_i – siła w taśmie w miejscu nabiegania na rozpatrywany bęben, N;

B – szerokość taśmy, m;

K_n – nominalna wytrzymałość taśmy, kN/m.

Tabela 2.18. Stosowane przy doborze bębnow współczynniki bezpieczeństwa w ruchu ustalonym k_u dla taśm tkaninowych (materiał rdzenia: bawełna, poliamid lub poliester) oraz dla taśm z linkami stalowymi

Warunki eksploatacji	Współczynnik k_u
Dobre	6,7
Przeciętne	8,0
Trudne (złe)	9,5

Tabela 2.19. Współczynniki X do obliczania średnicy bębna dla taśm tkaninowych

Materiał osnowy	Stopień obciążenia ξ %	Współczynnik X dla bębna:		
		napędowego	zwrotnego	odchylającego
Bawełna B, bawełna z poliamidem Pb, lub bawełna z poliestrem Eb	do 30	50	40	30
	30÷60	65	50	40
	powyżej 60	80	60	45
Poliamid P	do 30	55	45	35
	30÷60	75	55	45
	powyżej 60	90	65	50
Poliester E	do 30	75	55	40
	30÷60	90	75	55
	powyżej 60	110	90	70

Tabela 2.20. Współczynniki X do obliczania średnicy bębna dla taśm z linkami stalowymi oraz dla taśm tkaninowych jedno- i dwuprzekładowych

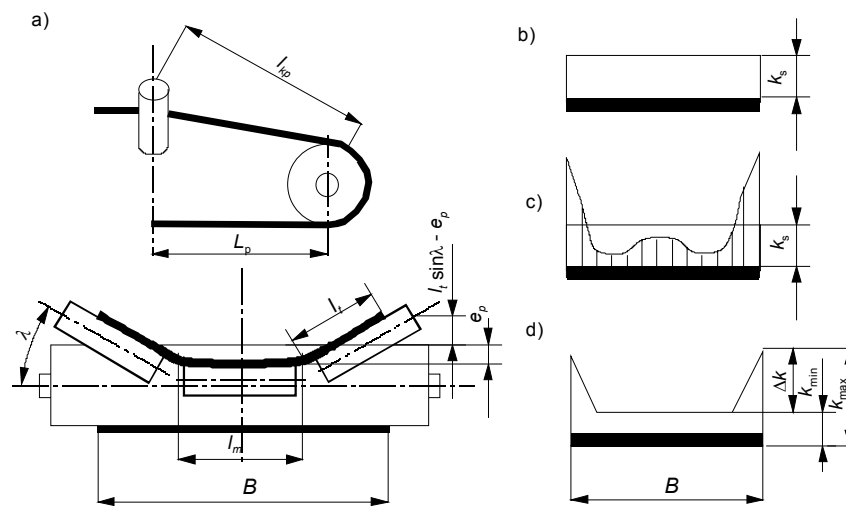
Typ rdzenia taśmy	Materiał osnowy	Oznaczenie	Stopień obciążenia ξ %	Współczynnik X dla bębna		
				napędowego	zwrotnego	odchylającego
1	2	3	4	5	6	7
Z linkami stalowymi	–	St	do 30	95	70	55
			30÷60	120	95	70
			> 60	145	120	90

1	2	3	4	5	6	7
Jedno- przekładkowy jednolicie tkany	poliester i poliamid	Eb, Pb	30÷60	70	55	40
			>60	90	70	50
	aramid	D	–	100	100	60
Jedno- przekładkowy kordowy	aramid	D	–	200	160	100
Dwuprzekład- kowy zwiększo- nej grubości jednolicie tkany	poliester	E	do 30	70	50	40
			30÷60	70	60	40
			> 60	90	70	40

2.7. Dobór odcinków przejściowych

Na odcinku przejściowym taśma zmienia swoje ułożenie z płaskiego na bębnie do nieckowego lub rurowego na zestawie krążnikowym. Skrajne elementy nośne rdzenia (linki lub włókna przekładek) przejmują wtedy dodatkowe obciążenia rozciągające przy jednoczesnym spadku obciążeń w strefie środkowej taśmy. Dobór długości odcinka przejściowego musi spełniać dwa kryteria:

- ograniczenie nierównomierności obciążeń taśmy tak, aby skrajne elementy nośne rdzenia nie były przeciążone ponad poziom dopuszczalny,
- zachowanie stateczności, aby nie pojawiły się zbyt niskie siły w części środkowej, co mogłoby doprowadzić do wybrzuszeń taśmy nieobciążonej nosiwem.



Rys. 2.12. Odcinek przejściowy w cięgnie górnym na bębnie czołowym:

- a) schemat i geometria odcinka przejściowego,
- b) rozkład jednostkowych sił w taśmie przed odcinkiem przejściowym,
- c) rozkład jednostkowych sił w taśmie na bębnie,
- d) przyjęty do obliczeń rozkład jednostkowych sił w taśmie

W przypadku przenośnika nieckowego rozpatrywany jest układ geometryczny przedstawiony na rysunku 2.12a. W przenośnikach z taśmą o dużej wytrzymałości, w celu zmniejszenia nierównomierności obciążeń na bębnie czołowym, obniża się o wielkość e_p poziom środkowej części niecki w stosunku do położenia taśmy na bębnie. Rozwiązań takich raczej nie stosuje się na bębnie zwrotnym, ponieważ panujące tam siły w taśmie są dużo niższe i zysk w postaci skrócenia odcinka przejściowego jest niewielki. Należy przy tym pamiętać, że obniżenie niecki w stosunku do bębna czołowego jest niekorzystne przy transporcie dużych brył i wówczas jest to niewskazane, pomimo korzystnego rozkładu sił w rdzeniu taśmy. W odległości od kilku do kilkunastu metrów od bębna siły jednostkowe na całej szerokości taśmy wyrównują się do poziomu K_s (rys. 2.12b). Na całej długości odcinka przejściowego L_p nie zmienia się siła w taśmie, a zatem średni poziom sił jednostkowych, określony przez całkowitą siłę rozciągającą $S = K_s \cdot B$, nie ulega zmianie. Na bębnie rozkład sił jednostkowych jest bardzo nieregularny (rys. 2.12c). W obliczeniach przyjmuje się uproszczony rozkład sił jednostkowych pokazany na rysunku 2.12d. Różnica między maksymalną i minimalną siłą jednostkową w przekroju taśmy na bębnie [54]

$$\Delta K = E_d \cdot \frac{\sqrt{L_p^2 + e_p^2 + 2 \cdot l_t^2 - 2 \cdot l_t \cdot (e_p \cdot \sin \lambda + l_t \cdot \cos \lambda)} - L_p}{L_p + \Delta L_0}, \quad (2.58)$$

przy czym:

dla taśm z rdzeniem tkaninowym

$$\Delta L_0 = 0$$

oraz dla taśmy z linkami stalowymi

$$\Delta L_0 = 0,06 \cdot (l_t \cdot \sin \lambda - e_p) \cdot \left(1 + \frac{l_t \cdot \sin \lambda - 3 \cdot e_p}{2 \cdot l_t \cdot \sin \lambda} \right). \quad (2.59)$$

Maksymalna siła jednostkowa:

dla taśmy tekstylnej

$$K_{\max} = K_s + \left(1 - \frac{l_t}{B} \right) \cdot \Delta K, \quad \text{kN/m}, \quad (2.60)$$

dla taśmy z linkami stalowymi

$$K_{\max} = K_s + 1,25 \cdot \left(1 - \frac{l_t}{B} \right) \cdot \Delta K, \quad \text{kN/m}, \quad (2.61)$$

Minimalną siłę jednostkową w przekroju taśmy na bębnie wyznacza się z równania

$$K_{\min} = K_s - \frac{l_t}{B} \cdot \Delta K, \quad \text{kN/m}, \quad (2.62)$$

w którym:

$K_s = S/B$ – średnia siła jednostkowa, kN/m;

S – siła w taśmie w miejscu nabiegania na analizowany bęben, kN;

B – szerokość taśmy, m;

L_p – długość odcinka przejściowego, m;
 e_p – różnica poziomów płaszcza bębna i płaszcza krążnika środkowego, m;
 l_m – szerokość środkowego pasa niecki równa ok. długości krążnika środkowego, m;
 l_t – szerokość pasa taśmy leżącego na krążniku bocznym, m;
 λ – kąt niecki, rad (lub $^\circ$);
 E_d – moduł dynamiczny taśmy dla warunków obciążeń na trasie (wg p. 1.1), kN/m.

Ostateczny dobór długości odcinka przejściowego polega na sprawdzeniu, czy siły jednostkowe w strefie środkowej taśmy nie spadły poniżej zera (stateczność taśmy)

$$K_{\min} \geq 0 \quad (2.63)$$

oraz na sprawdzeniu czy nie przekroczono obciążeń dopuszczalnych (wytrzymałość taśmy)

$$K_{\max} \leq \frac{K_n}{k_{p0}}. \quad (2.64)$$

Dopuszczalny poziom sił jednostkowych przypadających na jednostkę szerokości taśmy wyznacza się w odniesieniu do klasy wytrzymałości taśmy K_n (jest to wytrzymałość nominalna wyrażona w kN/m) z uwzględnieniem współczynnika bezpieczeństwa na odcinkach przejściowych k_{p0} [53]. Obliczeniowe wartości tego współczynnika podano w tabeli 2.21.

Tabela 2.21. Współczynniki bezpieczeństwa taśmy na odcinku przejściowym

Typ taśmy	Typ połączenia	Współczynnik bezpieczeństwa k_{p0}	
		obciążenie długotrwałe	obciążenie krótkotrwałe
Tkaninowa	schodkowe	3,6	3,0
Z linkami stalowymi	dwustopniowe	3,0	2,5
	trójstopniowe	3,3	2,8

W przypadku przenośnika rurowego zagadnienie rozkładu sił jednostkowych na szerokości taśmy staje się bardziej skomplikowane, bowiem taśmy do tego typu przenośnika mają zmienny po szerokości moduł sprężystości podłużnej. W celu precyzyjnego doboru odcinka przejściowego dla taśmy z linkami stalowymi można posłużyć się modelem teoretycznym opracowanym przez Woźniaka [52]. We wstępnym doborze parametrów przenośnika rurowego można przyjąć, że w obszarze dużych sił w taśmie na bębnie czołowym długość odcinka przejściowego powinna wynosić

$$L_p \geq 30 \cdot D_R, \quad (2.65)$$

a w obszarze małych sił w taśmie (na bębnie zwrotnym)

$$L_p \geq 25 \cdot D_R, \quad (2.66)$$

gdzie D_R – średnica rury utworzonej ze zwiniętej taśmy, m.

Najkorzystniejszy rozkład sił jednostkowych na odcinku przejściowym przenośnika rurowego wystąpi [52], gdy średnica rury utworzonej ze zwiniętej taśmy będzie miała obniżoną oś symetrii w stosunku do tworzącej bębna o wielkość

$$e_p = \frac{D_R}{2} \dots \quad (2.67)$$

2.8. Dobór odległości zestawów krążnikowych

Jeżeli w obliczeniach przenośnika nieckowego po wstępnym doborze parametrów nie są wykonywane dalsze obliczenia precyzyjne (na przykład z wykorzystaniem metody oporów jednostkowych), to należy sprawdzić warunek dopuszczalnego zwisu taśmy między zestawami krążnikowymi. W celu zabezpieczenia się przed nadmiernym wzrostem oporów ruchu w obszarze małych sił w taśmie należy sprawdzić, czy maksymalne statyczne ugięcie na środku zestawu krążnikowego nie przekroczyło wartości dopuszczalnych ustalonych na podstawie wieloletnich doświadczeń eksploatacyjnych [1, 53]. Przyjmując prosty model taśmy, potraktowanej jako wiotkie ciało (struna), można przyjąć zależność (1.72) dla warunków statycznych (tj. dla $v_t = 0$) i wówczas dla cięgna górnego wymaga się, aby względny zwis taśmy nie przekraczał 2,5%, czyli

$$\frac{y_{\max}}{l_g} = \frac{(m_u + B \cdot m_t) \cdot g \cdot l_g \cdot \cos \delta}{S} \leq \left(\frac{y_{\max}}{l_g} \right)_{\text{dop}} \approx 0,025. \quad (2.68)$$

Odległość zestawów krążnikowych w cięgnie górnym, która spełnia ten warunek, dobiera się z uwzględnieniem współczynnika $k_X > 1$, zgodnie z nierównością

$$l_g \leq \frac{S}{k_X \cdot (m_u + m_T) \cdot g \cdot \cos \delta}. \quad (2.69)$$

Analogiczna zależność dla cięgna dolnego będzie miała postać

$$l_d \leq \frac{S}{k_X \cdot m_T \cdot g \cdot \cos \delta}, \quad (2.70)$$

gdzie:

S – minimalna siła w ruchu ustalonym w cięgnie (dla cięgna górnego jest to zazwyczaj siła w okolicach bębna zwrotnego S_4 , a dla cięgna dolnego siła w okolicach urządzenia napinającego), N;

m_u – liniowa masa urobku, kg/m;

m_T – liniowa masa taśmy ($m_T = B \cdot m_t$), kg/m;

δ – kąt nachylenia trasy przenośnika w miejscu występowania siły S , rad ($^\circ$);

k_X – współczynnik uwzględniający wartość dopuszczalnego ugięcia taśmy dobierany z tabeli 2.22.

Tabela 2.22. Współczynnik uwzględniający dopuszczalne ugięcie ciężna między zestawami krążnikowymi

Przenośniki	Współczynnik k_X	
	przy ruchu ustalonym	w warunkach hamowania
Krótkie lub średniej długości	5,5	3
Długie ($L > 1\ 000\text{ m}$)	8,5	4
Bardzo długie ($L > 3\ 000\text{ m}$)	12	6

Jeżeli okaże się, że odległość zestawów krążnikowych jest zbyt duża, to można – zamiast zmniejszać odległość – skorygować siłę napinającą taśmę.

W przenośnikach z taśmą rurową odległości między zestawami można dobrać proporcjonalnie do średnicy rury D_R , według zaleceń podanych w tabeli 2.23.

Odległość zestawów krążnikowych należy również sprawdzić z warunku drgań poprzecznych taśmy bez urobku. Drgania te wymuszane są mimośrodowością i niewyważeniem krążników. Traktując taśmę jako strunę, można określić podstawową częstotliwość jej drgań własnych zarówno w ciężnie dolnym, jak i górnym z wzoru [1, 53]

$$\omega_t = \frac{\pi}{2 \cdot l_{g,d}} \cdot \sqrt{\frac{S}{B \cdot m_t}} \quad (2.71)$$

Ponieważ prędkość obrotowa krążnika

$$\omega_k = \frac{2 \cdot v_t}{D_K}, \quad (2.72)$$

aby więc nie doszło do rezonansu, odległość zestawów musi spełniać warunek

$$l_{g,d} \neq \frac{\pi \cdot D_K}{2 \cdot v_t} \cdot \sqrt{\frac{S}{B \cdot m_t}} \quad (2.73)$$

Tabela 2.23. Zalecane odległości zestawów krążnikowych dla przenośników rurowych

Odcinek trasy	Zalecana odległość zestawów	
Odcinek prostoliniowy	ciężno górne	$l_g/D_R \leq 7$
	ciężno dolne	$l_d/D_R \leq 10$
Krzywizna pionowa	ciężno górne	$l_g/D_R \leq 3 \div 5$
	ciężno dolne	$l_d/D_R \leq 7$
Krzywizna pozioma lub łuk przestrzenny	ciężno górne	$l_g/D_R \leq 5$
	ciężno dolne	$l_d/D_R \leq 7$

W praktyce sprawdza się, czy w zakresie zmian sił w ciężnie górnym lub dolnym przenośnika pustego nie mieści się siła powodująca rezonans, która po przekształceniu (2.71) wyniesie

$$S_{\text{rez}} = B \cdot m_t \cdot \left(\frac{2 \cdot v_t \cdot l_{g,d}}{\pi \cdot D_K} \right)^2, \quad (2.74)$$

gdzie:

l_g – rozstaw kładników górnych, m;

l_d – rozstaw kładników dolnych, m;

S – siła w taśmie (w ciągnie górnym lub dolnym), N;

B – szerokość taśmy, m;

D_K – średnica kładnika górnego lub dolnego, m;

m_t – jednostkowa masa taśmy, kg/m².

Obliczoną siłę S_{rez} należy sprawdzić w całym zakresie zmian sił w ciągnach przenośnika, w ruchu ustalonym (dla $k_z = 0$). Drganiom taśmy towarzyszy emisja hałasu na trasie przenośnika. Jeżeli projektowany przenośnik ma pracować w otoczeniu, gdzie stawiane są ograniczenia emisji hałasu, to bezwzględnie należy sprawdzić warunek (2.74).

Przy doborze odległości sąsiednich podpór kładnikowych należy uwzględniać wpływ odległości podpór na obciążenia kładników i opory ruchu. Oddzielnym zagadnieniem jest dobór odległości zestawów kładnikowych na krzywoliniowych odcinkach trasy przenośnika. Zagadnień tych nie można rozwiązać prostymi metodami analitycznymi, konieczne jest bowiem uwzględnienie wielu złożonych czynników. Algorytmy wyznaczające obciążenia kładników, a tym samym umożliwiające dobór i sprawdzenie odległości podpór kładnikowych, podano w rozdziale 3.

Przykład obliczeń przenośnika taśmowego

Przeprowadzić cykl obliczeń podstawowych przenośnika transportującego węgiel kamienny z wydajnością średnią $Q_m = 1100$ t/h. Przenośnik pracuje w kopalni podziemnej, gdzie panują trudne warunki eksploatacji. Trasa przenośnika ma długość $L = 493$ m i wznosi się równomiernie na wysokość $H = 82$ m.

Obliczenia wydajności

Wstępnie dobrano szerokość taśmy $B = 1,2$ m i prędkość $v_t = 3,25$ m/s. W ciągnie górnym przyjęto kładniki nośne o średnicy $D_K = 0,133$ m, długość płaszcza $l_s = 0,465$ m oraz kąt niecki zestawów trójkładnikowych $\lambda = 0,52$ rad (30°).

Obliczenia składowych przekroju nominalnego dla kąta dynamicznego usypu $\alpha_u = 0,26$ rad (15°) oraz dla szerokości zasypania taśmy (rys. 2.1a)

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 = 0,9 \cdot 1,2 - 0,05 = 1,03 \text{ m}$$

według (2.3) górna część przekroju jest trójkątem równoramiennym

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{1}{4} \cdot [l_s + (b - l_s) \cdot \cos \lambda]^2 \cdot \text{tg } \alpha_u \\ &= \frac{[0,465 + (1,03 - 0,465) \cdot \cos(0,52)]^2}{2} \cdot \text{tg}(0,26) = 0,06069 \text{ m}^2, \end{aligned}$$

dolna część przekroju jest natomiast trapezem o powierzchni

$$\begin{aligned} A_2 &= \left(l_s + \frac{b-l_s}{2} \cdot \cos \lambda \right) \cdot \frac{b-l_s}{2} \cdot \sin \lambda \\ &= \left[0,464 + \frac{1,03-0,465}{2} \cdot \cos(0,52) \right] \cdot \frac{1,03-0,465}{2} \cdot \sin(0,52) = 0,09968 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

Przekrój nominalny strugi urobku na przenośniku jest sumą dwóch obliczonych składowych

$$A_{\text{nom}} = A_1 + A_2 = 0,06069 + 0,09968 = 0,16037 \text{ m}^2.$$

Po uwzględnieniu kąta nachylenia trasy przenośnika

$$\delta = \arctg\left(\frac{H}{L}\right) = \arctg\left(\frac{82}{493}\right) = 0,166 \text{ rad} = 9,5^\circ,$$

należy obliczyć współczynnik k_δ , który dla średniego kąta nachylenia trasy $\delta \leq \alpha_u$ według (2.5) wynosi

$$\begin{aligned} k_\delta &= 1 - \frac{A_1}{A_{\text{nom}}} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{\cos^2 \delta - \cos^2 \alpha_u}{1 - \cos^2 \alpha_u}} \right) \\ &= 1 - \frac{0,06069}{0,16037} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{\cos^2(0,166) - \cos^2(0,26)}{1 - \cos^2(0,26)}} \right) = 0,959. \end{aligned}$$

Gęstość usypowa transportowanego węgla kamiennego $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$, a zatem wydajność nominalna przenośnika z uwzględnieniem nachylenia trasy

$$\begin{aligned} Q_{m \text{ nom}} &= A_{\text{nom}} \cdot v_t \cdot k_\delta \cdot \rho = 0,16037 \cdot 3,25 \cdot 0,959 \cdot 850 \\ &= 424,9 \text{ kg/s} = 1529 \text{ t/h}. \end{aligned}$$

Przy założonej wydajności średniej $Q_m = 1100 \text{ t/h}$ współczynnik załadowania

$$k_z = \frac{Q_m}{Q_{m \text{ nom}}} = \frac{1100}{1529} = 0,72.$$

Obliczenia oporów ruchu

Kluczowym zagadnieniem w obliczeniach metodą podstawową jest dobór współczynnika oporów głównych f z tabeli 2.3. Węgiel kamienny w stanie rozdrobnionym ze względu na ciężar usypowy, jak i kąt tarcia wewnętrznego, należy rozpatrywać w kategorii urobku średniego. Zakładając ponadto trudne warunki eksploatacyjne i uwzględniając prędkość taśmy, należy dobrać współczynnik oporów ruchu z górnego zakresu wartości zalecanych w tabeli, czyli na poziomie $f = 0,025\text{--}0,029$. Na podstawie wzoru empirycznego (2.27) można też obliczyć wartość współczynnika dla załadowania na poziomie $k_z = 0,72$. W warunkach eksploatacyjnych typowych dla kopalni węgla podziemnego obliczeniowa wartość współczynnika kształtuje się na poziomie

$$\begin{aligned} f(k_z = 0,72) &= 0,0291 - 0,0241 \cdot k_z + 0,027 \cdot k_z^2 \\ &= 0,0291 - 0,0241 \cdot 0,72 + 0,027 \cdot 0,72^2 = 0,0257. \end{aligned}$$

Do dalszych obliczeń przyjęto więc $f = 0,026$. Z tabeli 2.7 dla długości trasy $L = 490$ m dobrano wartość współczynnika oporów skupionych $C = 1,245$. Wstępnie dobrano taśmę z rdzeniem tkaninowym czteroprzekładowym typu T4P1600 (trudnopalna) o następujących parametrach:

- wytrzymałość nominalna taśmy $K_n = 1600$ kN/m, masa jednostkowa $m_t = 27$ kg/m², grubość rdzenia $h_r = 0,01$ m (10 mm), szerokość taśmy $B = 1,2$ m, dla tej szerokości taśmy zleca się (norma PN-93/M-46552) krążniki górne o średnicy $D_{kg} = 0,133$ m oraz krążniki dolne o średnicy $D_{kd} = 0,108$ m,
- dla węgla kamiennego można przyjąć następujące odległości podpór: w cięgnię górnym $l_g = 1,5$ m i w cięgnię dolnym $l_d = 3,0$ m,
- z katalogu producenta (Fabryka Maszyn Górniczych „PIOMA” S.A. w Piotrkowie Trybunalskim) odczytano masy części obrotowych krążników: dla zestawów górnych trójkrażnikowych ($z_g = 3$) $m_{kg} = 7,02$ kg oraz dla zestawów dolnych dwukrażnikowych ($z_d = 2$) $m_{kd} = 9,72$ kg.

Wyznaczone na podstawie wzorów (2.22) i (2.23) masy części obrotowych w przeliczeniu na 1 m długości wynoszą:

$$\text{dla cięgna górnego} \quad m_K = \frac{z_g \cdot m_{kg}}{l_g} = \frac{3 \cdot 7,02}{1,5} = 14,04 \text{ kg/m,}$$

$$\text{dla cięgna dolnego} \quad m_D = \frac{z_d \cdot m_{kd}}{l_d} = \frac{2 \cdot 9,72}{3,0} = 6,48 \text{ kg/m.}$$

Masa taśmy przypadająca na 1 m cięgna

$$m_T = B \cdot m_t = 1,2 \cdot 27 = 32,4 \text{ kg/m.}$$

Masę jednostkową urobku można obliczyć z wzoru (2.21)

$$m_u = A_{\text{nom}} \cdot k_\delta \cdot k_z \cdot \rho = 0,16037 \cdot 0,959 \cdot 0,72 \cdot 850 = 94,12 \text{ kg/m.}$$

Opory ruchu cięgna górnego wyznacza się z równania (2.13):

$$\begin{aligned} W_g &= C \cdot f \cdot g \cdot L \cdot (m_T + m_u + m_K) \cdot \cos \delta \\ &= 1,245 \cdot 0,026 \cdot 9,81 \cdot 493 \cdot (32,4 + 94,12 + 14,04) \cdot \cos(0,166) = 22159 \text{ N,} \end{aligned}$$

Opory ruchu cięgna dolnego wyznacza się z równania (2.17)

$$\begin{aligned} W_d &= C \cdot f \cdot g \cdot L \cdot (m_T + m_D) \cdot \cos \delta \\ &= 1,245 \cdot 0,026 \cdot 9,81 \cdot 493 \cdot (32,4 + 6,48) \cdot \cos(0,166) = 6135 \text{ N.} \end{aligned}$$

Opory podnoszenia urobku

$$W_{hu} = H \cdot g \cdot m_u = 82 \cdot 9,81 \cdot 94,12 = 75712 \text{ N.}$$

Opory podnoszenia taśmy

$$W_{ht} = H \cdot g \cdot m_T = 82 \cdot 9,81 \cdot 32,4 = 26063 \text{ N.}$$

Siła obwodowa w ruchu ustalonym

$$P_0 = W_g + W_d + W_{hu} = 22159 + 6135 + 75712 = 104006 \text{ N.}$$

Moc napędu głównego przy założeniu sprawności $\eta_m = 0,92$

$$N = \frac{P_0 \cdot v_t}{1000 \cdot \eta_m} = \frac{104006 \cdot 3,25}{1000 \cdot 0,92} = 367 \text{ kW.}$$

W tym miejscu projektant musi podjąć decyzję o doborze silnika lub silników. Dysponując typoszeregiem mocy jednostek napędowych należy dobrać silniki i ich liczbę tak, aby moc zainstalowana na stacji napędowej była większa i jednocześnie najbliższa mocy obliczeniowej (w tym przypadku 367 kW). Należy pamiętać, że przewymiarowanie mocy zainstalowanej w stosunku do zapotrzebowania prowadzi do wymiernych strat wynikających ze sprawności elektrycznej silników. Dobór zbyt małej mocy może być przyczyną przegrzania silników. Zazwyczaj, ze względu na warunki rozruchu, dobiera się moc z nadwyżką około 10% w stosunku do mocy obliczeniowej. Jeżeli projektowany przenośnik jest elementem całego systemu, to z uwagi na unifikację podzespołów przyjmuje się moc zainstalowaną, będącą krotnością mocy takich samych jednostek napędowych zastosowanych w całym systemie.

W dalszych obliczeniach przyjęto trzy jednostki napędowe o mocy 132 kW każda, a zatem napęd główny będzie składał się z dwóch bębnow napędowych, przy czym na pierwszym bębnie zainstalowane będą dwie jednostki napędowe, a na drugim jedna. Całkowita moc zainstalowana napędu głównego wyniesie $N = 3 \cdot 132 \text{ kW} = 396 \text{ kW}$ i będzie o około 8% większa niż obliczone zapotrzebowanie. Zakładając rozkład mocy zainstalowanej w stosunku 2:1 na bębnach napędowych, przyjmuje się również rozkład sił obwodowych na obu bębnach w takiej samej proporcji. W związku z tym siła obwodowa przekazywana na pierwszym bębnie napędowym

$$P_{01} = \frac{2}{3} \cdot P_0 = \frac{2}{3} \cdot \Sigma W = \frac{2}{3} \cdot 104006 = 69337 \text{ N,}$$

a siła obwodowa na drugim bębnie

$$P_{02} = \frac{1}{3} \cdot P_0 = \frac{1}{3} \cdot \Sigma W = \frac{1}{3} \cdot 104006 = 34669 \text{ N.}$$

Przed przystąpieniem do obliczeń sprzężenia ciernego należy ustalić układ bębnow na stacji czołowej. Różne przykłady możliwych rozwiązań napędu głównego wielobębnowego podano szczegółowo w pracach [1, 53]. Przyjmując układ przewijania taśmy jak na rysunku 2.8c, założono kąt opasania na bębnie pierwszym $\alpha_1 = 2,98 \text{ rad}$ (170°) oraz kąt opasania na drugim bębnie $\alpha_2 = 3,84 \text{ rad}$ (220°). Z tabeli 2.9 przyjęto obliczeniową wartość współczynnika tarcia między taśmą a bębniem napędowym $\mu = 0,4$ oraz z tabeli 2.8 dla ruchu ustalonego i elastycznej okładziny bębna wartość współczynnika $k_p = 1,2$. Są to wartości bezpieczne dla taśmy o wytrzymałości nominalnej poniżej 2000 kN/m (wstępnie założono wytrzymałość taśmy 1600 kN/m), dla bębnow napędowych z rowkowaną wykładziną gumową oraz warunków pracy napędu w wilgotnym otoczeniu pyłu węglowego. Zapewnienie sprzężenia ciernego na drugim bębnie napędowym wymaga spełnienia warunku (2.42), czyli dla trzech jednostek napędu głównego ($z_n = 3$), z których jedna jest zainstalowana na ostatnim bębnie napędowym ($z_{on} = 1$)

$$S_2 \geq \frac{k_p \cdot \frac{z_{on}}{z_n} \cdot P_0}{e^{\mu \alpha_2} - 1} = \frac{1,2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 104006}{e^{0,4 \cdot 3,84} - 1} = 11411 \text{ N.}$$

Oznacza to, że należy tak dobrać urządzenia napinające, aby siła S_2 , zbiegająca z ostatniego (w tym przypadku drugiego) bębna napędowego w ruchu ustalonym, była zawsze większa niż wartość obliczona (w tym przypadku $S_{2\min} = 1411$ N). Ze względu na trwałość taśmy oraz bębnow należy dążyć do minimalnego poziomu sił w taśmie. Zapewnienie natomiast warunków sprzężenia ciernego w stanach nieustalonych, jak i kontrola ugięcia (zwisu) taśmy ze względu na opory ruchu wymagają większych sił w taśmie. Prawidłowy dobór siły napinającej przeważnie nie ogranicza się tylko do jednego cyklu obliczeń. Dopiero po wykonaniu pełnych obliczeń przenośnika można sprawdzić wszystkie wymagane warunki i ograniczenia. W pierwszym kroku obliczeniowym najlepiej jest przyjąć siłę napinającą z pewnym zapasem (dobranym arbitralnie na podstawie doświadczeń projektanta). Przyjęto więc prawie dwukrotnie większą siłę napinającą $S_2 = 25\,000$ N (25 kN).

Obliczenia sił w taśmie w ruchu ustalonym

Obliczenia sił w taśmie rozpoczyna się od punktu, dla którego określono poziom siły z warunku sprzężenia ciernego. W tym przypadku jest to punkt 2 na rysunku 2.8 (bezpśrednio za ostatnim bębniem stacji napędowej), gdzie dobrano siłę $S_2 = 25\,000$ N. Po uwzględnieniu oporów ruchu na całej długości ciągu dolnego (w tym również oporów podnoszenia taśmy) siła w ciągu dolnym w punkcie nabiegania na bęben zwrotny

$$S_3 = S_4 = S_2 + W_d - W_{ht} = 25\,000 + 6135 - 26\,063 = 5072 \text{ N.}$$

Jak widać, ze względu na duży kąt nachylenia trasy przenośnika ujemne w przypadku ciągu dolnego opory podnoszenia taśmy W_{ht} sprawiają, że siła w taśmie w okolicach bębna zwrotnego jest mniejsza niż w punkcie 2. W takim przypadku – jeśli jest to możliwe – lepiej jest zainstalować urządzenie napinające w okolicach stacji zwrotnej, tam bowiem występuje najniższa siła w taśmie.

Obliczona siła S_4 jest minimalną siłą w ciągu górnym i dla $S_{\min} = S_4$ należy sprawdzić warunek maksymalnego ugięcia, czyli nierówność (2.44)

$$S_4 \geq 5 \cdot g \cdot (m_u + m_T) \cdot \cos \delta \cdot l_g + (m_u + m_T) \cdot \cos \delta \cdot v_i^2 \\ = 5 \cdot 9,81 \cdot (94,12 + 32,4) \cdot \cos(0,166) \cdot 1,5 + (94,12 + 32,4) \cdot \cos(0,166) \cdot 3,25^2 = 10498 \text{ N.}$$

W analizowanym przypadku siły wyznaczone z warunku sprzężenia ciernego nie zabezpieczają przed nadmiernym ugięciem taśmy w ciągu górnym. Należy więc dokonać korekty siły S_2 , tak aby siła S_4 była większa lub równa 10498 N. Z tego względu przyjęto nową wielkość siły $S_2 = 35\,500$ N. Po tej korekcie

$$S_3 = S_4 = S_2 + W_d - W_{ht} = 35\,500 + 6135 - 26\,063 = 15\,572 \text{ N.}$$

Siła w ciągu górnym w miejscu nabiegania na stację czołową

$$S_1 = S_4 + W_g + W_{hu} + W_{ht} = 15\,572 + 22\,159 + 75\,712 + 26\,063 = 139\,506 \text{ N.}$$

Siła ta jest maksymalną siłą w taśmie w ruchu ustalonym i według tej wartości należy sprawdzić wytrzymałość wstępnie dobranej taśmy. Ostatecznie siły w charakterystycznych punktach przenośnika wyniosą:

- w miejscu nabiegania na stację napędową $S_1 = 139\,506$ N;
- w miejscu zbiegania ze stacji napędowej $S_2 = 35\,500$ N;

- w miejscu nabiegania na stację zwrotną $S_3 = 15\,572\text{ N}$;
- w miejscu zbiegania ze stacji zwrotnej $S_4 = 15\,572\text{ N}$.

Łatwo zauważyć, że różnica sił $S_1 - S_2 = 104\,006\text{ N}$ jest obliczoną wcześniej siłą obwodową $P_0 = P_{01} + P_{02}$.

Wymagana droga napinania dla dynamicznego modułu taśmy $E_d = 12 \cdot 10^6\text{ N/m}$ wyznaczona z nierówności (2.51) musi spełniać warunek

$$\begin{aligned}\Delta L &\geq L \cdot \frac{0,25 \cdot (S_1 + S_2 + S_3 + S_4)}{B \cdot E_d} \\ &= 493 \cdot \frac{0,25 \cdot (139\,506 + 30\,500 + 15\,572 + 15\,572)}{1,2 \cdot 12 \cdot 10^6} = 1,76\text{ m}.\end{aligned}$$

Aby zabezpieczyć się przed odkształceniami trwałymi taśmy dobrano drogę napinania z zapasem 80%, czyli $\Delta L = 3,2\text{ m}$. Przyjmując sztywne urządzenie napinające (z bębniem napinającym unieruchomionym w czasie pracy przenośnika, a przemieszczanym okresowo tylko przy wybieraniu odkształceń trwałych taśmy), należy określić poziom sił w taśmie przed rozruchem według wzoru (2.52). Wymagana średnia siła w taśmie

$$S_0 = \frac{1}{4} \cdot (S_1 + S_2 + S_3 + S_4) = \frac{139\,506 + 35\,500 + 2 \cdot 15\,572}{4} = 51\,537,5\text{ N}.$$

Jeżeli w urządzeniu napinającym jest zainstalowany czujnik sił, to przed rozruchem przenośnika należy sprawdzić czy siła w taśmie nie spadła poniżej poziomu $S_0 = 51,5\text{ kN}$. Zarówno w ciężarowym, jak i sztywnym urządzeniu napinającym bęben napinający przemieszczany jest za pomocą wciągarki mechanicznej (bęben linowy z układem wielokrążków). Tylko w przenośnikach małej mocy i małej szerokości taśmy stosuje się napinanie bezpośrednie (ciężarowe, śrubowe, linowe lub hydrauliczne). Dobór wciągarki mechanicznej wymaga uwzględnienia przełożenia sił i przemieszczeń, jak i rozpatrzenia sprawności mechanicznej układu (patrz p. 7.1).

Wyznaczenie sił w ruchu ustalonym przenośnika bez załadowania urobkiem (gdy $k_z = 0$) wymaga wcześniejszego ustalenia wartości obliczeniowej współczynnika oporów głównych f . Z zależności empirycznej (2.27) można określić wartość tego współczynnika na poziomie $f = 0,029$. Z wykresów przedstawionych na rysunku 2.3 można wywnioskować, że wzrost współczynnika f dla przenośnika pustego (przy krążnikach w dobrym stanie technicznym) w stosunku do pełnego załadowania wynosi 30–50%, czyli $f(k_z = 0) = 0,034 \div 0,039$. Po uwzględnieniu tych wartości w dalszych obliczeniach przyjęto $f = 0,034$. Opory ruchu pustego ciągu dolnego

$$\begin{aligned}W_d &= C \cdot f \cdot g \cdot L \cdot (m_T + m_D) \cdot \cos \delta \\ &= 1,245 \cdot 0,034 \cdot 9,81 \cdot 493 \cdot (32,4 + 6,48) \cdot \cos(0,166) = 7930\text{ N},\end{aligned}$$

a opory ruchu ciągu górnego

$$\begin{aligned}W_g &= C \cdot f \cdot g \cdot L \cdot (m_T + m_K) \cdot \cos \delta \\ &= 1,245 \cdot 0,034 \cdot 9,81 \cdot 493 \cdot (32,4 + 14,04) \cdot \cos(0,166) = 9377\text{ N}.\end{aligned}$$

Ponieważ dla $k_z = 0$ siły w charakterystycznych punktach taśmy wynoszą

$$S_3 = S_4 = S_2 + W_d - W_{ht},$$

$$S_1 = S_2 + W_d + W_g,$$

to przy zachowaniu stałej średniej siły w taśmie (przy sztywnym urządzeniu napinającym) na wyznaczonym poziomie $S_0 = 51537,5$ N) siła S_2 zgodnie z wzorem (2.53) dla $W_{hu} = 0$ wyniesie

$$S_2 = S_0 - \frac{3 \cdot W_d - 2 \cdot W_{ht} + W_g}{4} = 51537,5 - \frac{3 \cdot 7930 - 2 \cdot 26063 + 9377}{4} = 56277 \text{ N},$$

a pozostałe siły: $S_1 = 73584$ N oraz $S_3 = S_4 = 38144$ N.

Sprawdzenie poprawności doboru taśmy

Dobraną wstępnie wytrzymałość taśmy (na poziomie $K_n = 1600$ kN/m) należy sprawdzić dla maksymalnej siły w taśmie w czasie rozruchu przenośnika. W ruchu ustalonym siła maksymalna na stacji czołowej wynosi $S_1 = 139506$ N. Maksymalna siła w taśmie w trakcie rozruchu pojawi się również w tym samym punkcie. Wobec braku dokładnych obliczeń dynamicznych przyjęto 30% wzrostu siły S_1 podczas rozruchu przenośnika ($k_r = 1,3$ wg tabeli 2.11), czyli

$$(S_r)_{\max} = k_r \cdot S_1 = 1,3 \cdot 139506 \text{ N} = 181358 \text{ N}.$$

Przyjęcie 30% wzrostu siły w ruchu ustalonym dla załadowania maksymalnego (w tym konkretnym przypadku dla $k_z = 0,72$) wydaje się w miarę bezpieczne. Rozruchy przeprowadza się zazwyczaj dla pustego przenośnika, a rozruch przy pełnym załadunku jest mało prawdopodobny. Współczynnik bezpieczeństwa dla taśmy tkaninowej i trudnych warunków eksploatacji (patrz tab. 2.12) $k_e = 4,2$. Ponadto w przypadku rdzenia taśmy wieloprzekładowego oraz połączenia wulkanizowanego niskiej (złej) jakości należy przyjąć współczynnik spiętrzenia naprężeń w złączu $k_b = 1,9$. Oznacza to, że wytrzymałość nominalna taśmy zgodnie z wzorem (2.54) musi spełnić warunek

$$K_n \geq \frac{(S_r)_{\max} \cdot k_e \cdot k_b}{1000 \cdot B} = \frac{181358 \cdot 4,2 \cdot 1,9}{1000 \cdot 1,2} = 1206 \text{ kN/m}.$$

Wstępnie dobrana taśma czteroprzekładowa o wytrzymałości $K_n = 1600$ kN/m spełnia zatem warunek wytrzymałości na rozciąganie. Gdyby okazało się, że warunek (2.54) nie został spełniony, należy dobrać nową taśmę o większej wytrzymałości, a tym samym o większej masie własnej, co ze względu na wzrost oporów ruchu spowoduje konieczność powtórzenia całego cyklu obliczeń z zastosowaniem nowych parametrów.

Dobór bębnow

Dla bębna czołowego (zrzutowego) i bębnow napędowych maksymalna siła w taśmie w ruchu ustalonym jest obliczeniową siłą S_1 . Dla bębna napinającego (jeśli urządzenie napinające jest zlokalizowane w pobliżu stacji zwrotnej) i dla bębna zwrotnego maksymalną siłą w taśmie jest siła $S_3 = S_4$. Współczynnik bezpieczeństwa taśmy w ruchu ustalonym dla przeciętnych warunków eksploatacji według tabeli 2.18 wyniesie

$k_u = 8,0$, stąd procentowy stopień obciążenia taśmy w ruchu ustalonym na bębnach według (2.57) wyniesie:

- dla bębna zrzutowego i bębnów napędowych

$$\xi = \frac{k_u \cdot S_1}{10 \cdot B \cdot K_n} = \frac{8,0 \cdot 139506}{10 \cdot 1,2 \cdot 1600} = 58,10\%,$$

- dla bębna napinającego i bębna zwrotnego

- $\xi = \frac{k_u \cdot S_3}{10 \cdot B \cdot K_n} = \frac{8,0 \cdot 15572}{10 \cdot 1,2 \cdot 1600} = 6,5\%,$

- dla pozostałych bębnów odchyłających

$$\xi = \frac{k_u \cdot S_2}{10 \cdot B \cdot K_n} = \frac{8,0 \cdot 35500}{10 \cdot 1,2 \cdot 1600} = 14,8\%.$$

Dla poliamidowego rdzenia taśmy typu T4P1600 dobrano z tabeli 2.19 współczynniki obliczeniowe X odpowiednio do warunków obciążeń:

- $X = 75$ dla bębnów napędowych i bębna czołowego (od 30 do 60% obciążenia taśmy),
- $X = 45$ dla bębna napinającego i zwrotnego (poniżej 30% obciążenia nominalnego taśmy),
- $X = 35$ dla pozostałych bębnów odchyłających w cięgnie dolnym (poniżej 30% obciążenia nominalnego taśmy).

Stąd obliczone według (2.56) minimalne średnice bębnów:

- dla bębna zrzutowego i dla obu bębnów napędowych

- $(D_b)_{\min} = X \cdot h_r = 75 \cdot 0,01 = 0,75 \text{ m},$

- dla bębna napinającego

- $(D_b)_{\min} = X \cdot h_r = 45 \cdot 0,01 = 0,45 \text{ m},$

- dla bębnów odchyłających

- $(D_b)_{\min} = X \cdot h_r = 35 \cdot 0,01 = 0,35 \text{ m}.$

Z uwzględnieniem dostępnego typoszeregu średnic przyjęto bębny napędowe i zrzutowy o średnicy $D_{bn} = 0,8 \text{ m}$; bęben napinający i zwrotny o średnicy $D_{bnap} = 0,63 \text{ m}$ oraz pozostałe bębny odchyłające o średnicy $D_{bo} = 0,5 \text{ m}$.

Przy założonej prędkości taśmy $v_t = 3,25 \text{ m/s}$, dobranych jednostkach napędowych o obrotach znamionowych $n_{zn} = 985 \text{ obr/min}$ i bębnach napędowych o średnicy $D_{bn} = 0,8 \text{ m}$ przełożenie mechaniczne przekładni napędu głównego zgodnie z (2.12) powinno wynosić

$$i_p = \frac{\pi \cdot n_{zn} \cdot D_{bn}}{60 \cdot v_t} = \frac{3,14 \cdot 985 \cdot 0,8}{60 \cdot 3,25} = 12,67.$$

Jest to wartość przybliżona, albowiem nie uwzględniono tutaj grubości okładziny gumowej bębnów napędowych. Ponadto rzeczywiste przełożenie może być nieco inne, ze względu na możliwe kombinacje liczby zębów na poszczególnych stopniach zastosowanej przekładni.

Grubość okładki nośnej taśmy dobiera się na podstawie skali punktowej podanej w tabeli 2.16. Przy założeniu: wysokość spadku urobku na taśmę powyżej 1,5 m, mniej niż 3,0 m i podparcie w miejscu podawania urobku na taśmę zestawami krążni-

kowymi bez pierścieni gumowych, gęstość usypową poniżej 1000 kg/m^3 , granulacja urobku d_{\max} do 0,3 m, dużą zmienność strugi urobku oraz słabe właściwości ścierne węgla kamiennego, obliczono 13 punktów, a następnie na podstawie tabeli 2.17 dobrano grubość okładki nośnej $h_2 = 8 \text{ mm}$.

Obliczenia odcinka przejściowego

Na odcinku przejściowym w ciągnie górnym, przed bębniem zrzutowym, przy przejściu z układu nieckowego do układu płaskiego należy sprawdzić jednostkowe siły w taśmie. Przyjmując, że na odcinku przejściowym $L_p = 3,0 \text{ m}$ środkowa część niecki (rys. 2.12) o wymiarze $l_t = 0,47 \text{ m}$ jest obniżona w stosunku do górnej tworzącej bębna o wartość $e_p = 0,3 \text{ m}$, można obliczyć różnicę między maksymalną i minimalną siłą jednostkową w taśmie (siłą przeliczoną na jednostkę szerokości taśmy). Ze względu na to, że dla taśm z rdzeniem tkaninowym występujące we wzorze (2.58) wyrażenie $\Delta L_0 = 0$, maksymalny przyrost sił jednostkowych wyniesie

$$\begin{aligned} \Delta K &= E_d \cdot \frac{\sqrt{L_p^2 + e_p^2 + 2 \cdot l_t^2 - 2 \cdot l_t \cdot (e_p \cdot \sin \lambda + l_t \cdot \cos \lambda)} - L_p}{L_p + \Delta L_0} \\ &= 12 \cdot 10^6 \cdot \frac{\sqrt{3,0^2 + 0,3^2 - 2 \cdot 0,47 \cdot (0,3 \cdot \sin 0,166 + 0,47 \cdot \cos 0,166)} - 3,0}{3,0} \\ &= 32939 = 32,9 \text{ kN/m}. \end{aligned}$$

Średnia siła jednostkowa w taśmie jest na poziomie

$$K_s = \frac{S_1}{B} = \frac{139,5}{1,2} = 116,25 \text{ kN/m},$$

a zatem maksymalna siła jednostkowa dla taśmy tekstylnej zgodnie z (2.60)

$$K_{\max} = K_s + \left(1 - \frac{l_t}{B}\right) \cdot \Delta K = 116,25 + \left(1 - \frac{0,47}{1,2}\right) \cdot 32,9 = 136,3 \text{ kN/m}.$$

Siła jednostkowa dla złącza schodkowego i krótkotrwałych obciążeń ($k_{p0} = 3,0$ wg tabeli 2.21) nie może przekraczać poziomu

$$K_{\max} \leq K_n / k_{p0} = \frac{1600}{3,0} = 533 \text{ kN/m},$$

czyli z dużym zapasem spełniony jest ten warunek wytrzymałości taśmy. Ponadto minimalna siła jednostkowa na odcinku przejściowym

$$K_{\min} = K_s - \frac{l_t}{B} \cdot \Delta K = 116,25 - \frac{0,47}{1,2} \cdot 32,9 = 103,4 \text{ kN/m}$$

nie może spaść poniżej 0, ponieważ wówczas dojdzie do utraty stateczności taśmy. Jak widać z wyników obliczeń, warunek ten również jest spełniony. Przyjęte parametry są zatem bezpieczne dla obciążeń taśmy oraz jej stabilności na odcinku przejściowym.

Sprawdzenie odległości (rozstawu) zestawów krążnikowych

Dla cięgna górnego warunek statycznego ugięcia taśmy ujmuje wzór (2.69), czyli gdy $k_X = 5,5$ (tab. 2.22) i $S = S_4 = 15572$ N, wtedy

$$l_g \leq \frac{S_4}{k_X \cdot (m_u + m_T) \cdot g \cdot \cos \delta} = \frac{15572}{5,5 \cdot (94,12 + 32,4) \cdot 9,81 \cdot \cos(0,166)} = 2,28 \text{ m.}$$

Analogiczny warunek dla cięgna dolnego określa nierówność (2.70), czyli gdy $S = S_2 = 35500$ N oraz $k_X = 5,5$, wówczas

$$l_d \leq \frac{S_2}{k_X \cdot m_T \cdot g \cdot \cos \delta} = \frac{35500}{5,5 \cdot 32,4 \cdot 9,81 \cdot \cos(0,166)} = 20,3 \text{ m.}$$

Przyjęte wstępnie odległości podpór l_g i l_d mieszczą się w bezpiecznym przedziale ze względu na maksymalne ugięcie taśmy. Odległość podpór krążnikowych powinna również gwarantować dopuszczalny poziom obciążeń łożysk krążników. Zagadnienie to ściśle wiąże się z obliczeniem obciążeń poszczególnych krążników i szczegółowo omówiono je w rozdziale 3.

Sprawdzenie warunku drgań cięgien

Aby nie doszło do rezonansu drgań poprzecznych cięgna górnego nieobciążonego urobkiem, musi być spełniony warunek (2.74), co wymaga sprawdzenia, czy siła powodująca rezonans drgań poprzecznych nie mieści się w wyznaczonym zakresie zmian sił w cięgnie górnym i dolnym. Siła ta dla cięgna górnego zgodnie z (2.74)

$$S_{\text{rez}} = B \cdot m_t \cdot \left(\frac{2 \cdot v_t \cdot l_g}{\pi \cdot D_K} \right)^2 = 1,2 \cdot 27 \cdot \left(\frac{2 \cdot 3,25 \cdot 1,5}{3,1416 \cdot 0,133} \right)^2 = 17642 \text{ N.}$$

Przy wyznaczonym zakresie zmian sił w cięgnie górnym (dla $k_z = 0$) od $S_4 = 38144$ N do $S_1 = 73584$ N siła, przy której wystąpi rezonans S_{rez} , mieści się poza tym przedziałem, a zatem nie występuje groźba nadmiernych drgań poprzecznych cięgna górnego. Analogiczna siła w cięgnie dolnym

$$S_{\text{rez}} = B \cdot m_t \cdot \left(\frac{2 \cdot v_t \cdot l_d}{\pi \cdot D_{Kd}} \right)^2 = 1,2 \cdot 27 \cdot \left(\frac{2 \cdot 3,25 \cdot 3,0}{3,1416 \cdot 0,108} \right)^2 = 107020 \text{ N}$$

i przy siłach zmieniających się od $S_2 = 56277$ N do $S_3 = 38144$ N nie stwarza niebezpieczeństwa rezonansu drgań. Gdyby na podstawie obliczeń stwierdzono, że siła powodująca rezonans drgań poprzecznych mieści się w przedziale zmian sił, wówczas należy rozpatrzyć możliwość zmiany odległości podpór krążnikowych lub średnicy krążnika. Po ewentualnych zmianach należy powtórzyć cykl obliczeń podstawowych.

3. OBCIĄŻENIA KRAŻNIKÓW I ZESTAWÓW KRAŻNIKOWYCH

W dokładnych obliczeniach oporów ruchu z zastosowaniem tzw. metody oporów jednostkowych oraz przy wymiarowaniu łuków na trasie przenośnika niezbędne jest wyznaczenie sił występujących na krażnikach podpierających taśmę. Znajomość tych sił potrzebna może być również podczas projektowania i doboru krażników oraz elementów trasy przenośnika. O wartości sił na krażnikach decydują różne czynniki. Uwzględniając zjawiska występujące w taśmie i w urobku w trakcie ruchu na przenośniku, można wyróżnić trzy grupy składowych sił obciążających krażniki:

- działające w kierunku promieniowym względem krażnika statyczne siły wywołane masą i zgięciem poprzecznym taśmy,
- reakcje występujące na łukach trasy przenośnika (składowe od sił w taśmie),
- działające w kierunku promieniowym reakcje wywołane oddziaływaniem transportowanego urobku (nosiwa),
- działające w kierunku poosiowym siły tarcia między taśmą i krażnikami.

3.1. Siły statyczne na krażnikach wywołane ciężarem i zgięciem poprzecznym taśmy

Zestawy krażnikowe wymuszają odpowiedni kształt przekroju poprzecznego taśmy. W cięgnie dolnym jest to zazwyczaj niecka dwukrażnikowa, a w cięgnie górnym niecka trój- lub pięciokrażnikowa. W przenośnikach rurowych taśma tworzy przekrój zbliżony do kołowego, wymuszany przez zestawy cztero- lub sześciokrażnikowe. Nadanie odpowiedniego kształtu wymaga przyłożenia określonych sił w celu pokonania sztywności zginania poprzecznego taśmy. Dokładne określenie wartości sił niezbędnych do wymuszenia kształtu poprzecznego cięgna na drodze teoretycznej nie jest możliwe, albowiem ze względu na duże ugięcia jest to zagadnienie silnie nieliniowe, a dodatkowym utrudnieniem są bardzo różne właściwości taśm. Reakcje normalne występujące na poszczególnych krażnikach rozpatruje się w połączeniu z siłami ciężkości taśmy, korzystając z zależności empirycznych [38, 39, 44]. Siły te zależą w znacznym stopniu od tzw. zdolności taśmy do układania się w nieckę. Ta właściwość taśmy, zgodnie z normą ISO R 703 lub DIN 22107, jest mierzona i określana wskaźni-

kiem sztywności poprzecznej h/B , definiowanym jako stosunek swobodnej strzałki ugięcia próbki taśmy h (pod wpływem własnej masy) do szerokości taśmy B [41].

Wartość sił oddziaływania taśmy na układ trzech krążników podpierających symetryczną nieckę trójkrażnikową (rys. 3.1a) wyznacza się na podstawie przybliżonej zależności [44]:

➤ dla krążnika bocznego

$$R_{ts} = g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left[x_t + y_t \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) - (x_t - z_t) \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) \right], \quad (3.1)$$

➤ dla krążnika środkowego

$$R_{tm} = g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left(p_t - \frac{q_t}{h/B} \right). \quad (3.2)$$

Poszczególne współczynniki w równaniach (3.1) i (3.2) wynoszą:

$$x_t = 0,3194 + \frac{0,07513}{\cos^2 \lambda}, \quad (3.3)$$

$$y_t = \frac{0,2747}{\cos \lambda - 0,1694}, \quad (3.4)$$

$$z_t = 0,233 + 0,0516 e^{2 \sin \lambda}, \quad (3.5)$$

$$p_t = 1,5684 - 1,1269 \cdot \cos \lambda, \quad (3.6)$$

$$q_t = 0,0936 - 0,0876 \cdot \cos 2\lambda, \quad (3.7)$$

gdzie:

m_t – masa 1 m² taśmy, kg/m²;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s²;

B – szerokość taśmy, m;

λ – kąt niecki ciągną górnego, rad (lub stopnie);

l_g – odległość zestawów krążnikowych (podpór) górnych, m;

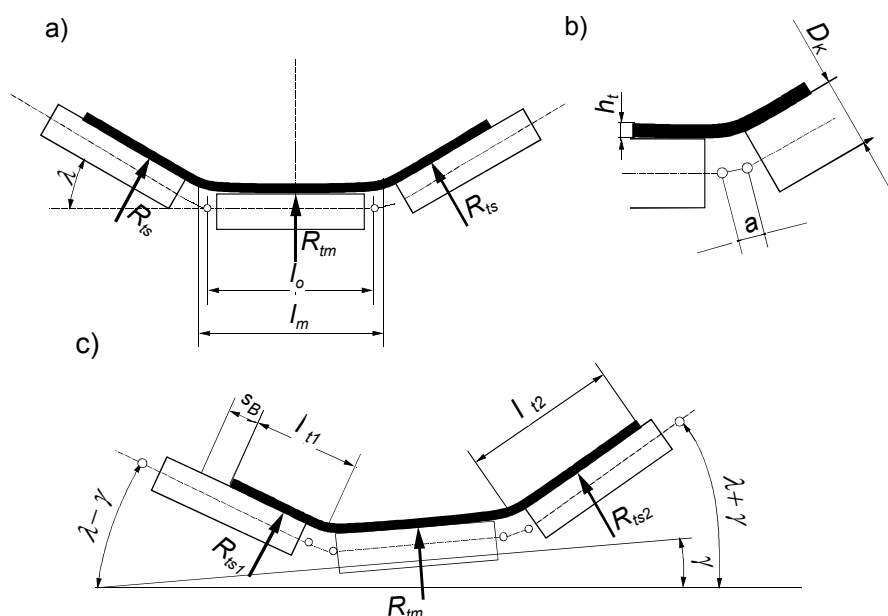
h/B – bezwymiarowy wskaźnik zdolności taśmy do układania się w nieckę (wskaźnik sztywności poprzecznej taśmy).

Wskaźnik h/B wyznacza się w badaniach standardowych [41, 53] indywidualnie dla każdego typu taśmy. W razie braku danych pomiarowych bezpiecznie jest przyjąć dopuszczalne wartości zalecane przez normy (wg tabeli 3.1). Uniknie się wtedy niedoszacowania wielkości reakcji na krążnikach.

Tabela 3.1. Dopuszczalne wskaźniki sztywności poprzecznej taśmy

Kąt niecki	do 20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
Według ISO R 703	–	0,06	0,07	0,09	0,12	0,17	–	–	–
Według DIN 22107	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,23	0,26

Na odcinkach krzywoliniowych trasy przenośnika, w celu uzyskania stateczności poprzecznej taśmy, stosuje się wychylenia zestawów krążnikowych o kąt γ (względem osi podłużnej taśmy). Poza tym na łukach poziomych taśma ściągnięta jest do środka krzywizny i ustawia się niesymetrycznie w niecce krążnikowej, tworząc układ geometryczny przedstawiony na rysunku 3.1c. W tych warunkach o szerokościach pasów taśmy (l_{t1} , l_{t2} i l_m), oprócz wymiarów geometrycznych zestawu krążnikowego, decyduje wartość zbiegania bocznego (poprzecznego) taśmy s_B [38, 39, 44].



Rys. 3.1. Ułożenia taśmy na zestawie trójkrążnikowym w ciągnie górnym:
 a) symetryczny układ dla warunków nominalnych,
 b) fragment przekroju pomiędzy krążnikiem środkowym i bocznym zestawu przegubowego,
 c) niesymetryczny przekrój poprzeczny taśmy na łuku poziomym trasy

Dla zadanej wartości zbiegania bocznego taśmy parametry geometryczne niecki na łuku poziomym, zgodnie z rys. 3.1, wynoszą:

$$l_{t1} = \frac{B - l_m}{2} - s_B, \quad (3.8)$$

$$l_{t2} = \frac{B - l_m}{2} + s_B. \quad (3.9)$$

Szerokość środkowej części niecki l_m wynika z wymiarów geometrycznych zestawów krążnikowych. W przypadku zastosowania zestawów przegubowych w ciągnie górnym

$$l_m = l_0 + a \cdot \cos \frac{\lambda}{2} - (D_K + 2 \cdot h_t) \cdot \operatorname{tg} \frac{\lambda}{2} + a \cdot \sin \frac{\lambda}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\lambda}{2}, \quad (3.10)$$

gdzie:

l_0 – odległość otworów na osi krążnika środkowego, m;

h_t – grubość taśmy, m;

a – długość łącznika zestawu przegubowego (rys. 3.1), m;

D_K – średnica krążnika, m;

λ – kąt niecki, rad (lub stopnie).

Po uwzględnieniu zmiany szerokości bocznych pasów taśmy l_{t1} i l_{t2} na krążnikach reakcja normalna dla krążnika bocznego lewego (po zewnętrznej stronie krzywizny trasy – rys. 3.1)

$$R_{ts1} = g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot s_B}{B - l_m}\right) \cdot \left[x_t + y_t \cdot \cos \left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) - (x_t - z_t) \cdot \sin \left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) \right], \quad (3.11)$$

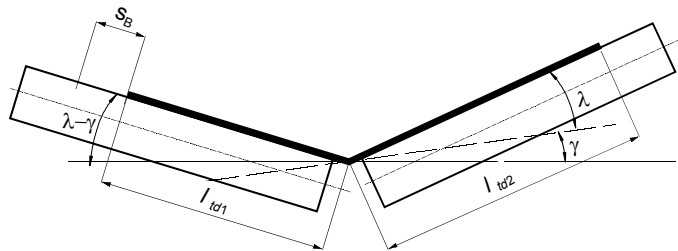
a dla krążnika bocznego prawego (po wewnętrznej stronie krzywizny trasy)

$$R_{ts2} = g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot s_B}{B - l_m}\right) \cdot \left[x_t + y_t \cdot \cos \left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) - (x_t - z_t) \cdot \sin \left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) \right] \quad (3.12)$$

oraz dla krążnika środkowego

$$R_{tm} = g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left(p_t - \frac{q_t}{h/B}\right) \cdot \cos \gamma. \quad (3.13)$$

W cięgnie dolnym, podtrzymywanym przez dwa krążniki w zestawie (rys. 3.2), występuje również zbieganie boczne taśmy na odcinku krzywoliniowym. Zgodnie z wynikami badań Kesslera [44], po uwzględnieniu zbiegania bocznego taśmy do środka krzywizny i wychylenia zestawu krążnikowego, reakcje na krążnikach dolnych można wyznaczyć jako iloczyn składowej siły ciężkości pasa taśmy leżącego bezpośrednio nad krążnikiem i współczynnika k_s , uwzględniającego wzrost reakcji w wyniku zgięcia poprzecznego.



Rys. 3.2. Ułożenie taśmy w cięgnie dolnym na odcinku krzywoliniowym

Składowe sił ciężkości zrzutowane na kierunek normalny do osi krążnika, zgodnie z geometrią przekroju poprzecznego (rys. 3.2), wyniosą odpowiednio:

➤ dla krążnika lewego

$$F_{G1} = g \cdot m_t \cdot l_{id1} \cdot l_d \cdot \cos(\lambda - \gamma), \quad (3.14)$$

➤ dla krążnika prawego

$$F_{G2} = g \cdot m_t \cdot l_{id2} \cdot l_d \cdot \cos(\lambda + \gamma), \quad (3.15)$$

gdzie:

$$l_{id1} = \frac{1}{2} \cdot B - s_B, \quad (3.16)$$

$$l_{id2} = \frac{1}{2} \cdot B + s_B.$$

Przy założeniu, że reakcje normalne na krążnikach są proporcjonalne do składowych od sił ciężkości, wyniosą one odpowiednio:

$$R_{id1} = F_{G1} \cdot k_s = k_s \cdot g \cdot m_t \cdot l_{id1} \cdot l_d \cdot \cos(\lambda - \gamma), \quad (3.17)$$

$$R_{id2} = F_{G2} \cdot k_s = k_s \cdot g \cdot m_t \cdot l_{id2} \cdot l_d \cdot \cos(\lambda + \gamma),$$

gdzie:

m_t – masa 1 m² taśmy, kg/m²;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s²;

B – szerokość taśmy, m;

λ – nominalny kąt niecki ciągną dolnego, rad;

γ – kąt wychylenia zestawu na odcinku krzywoliniowym, rad (lub stopnie);

l_d – rozstaw krążników dolnych, m;

h/B – wskaźnik zdolności taśmy do układania się w nieckę.

W warunkach nominalnych (trasa prostoliniowa i symetryczne ułożenie taśmy na krążnikach) reakcja normalna na krążniku dolnym

$$R_{id} = \frac{1}{2} \cdot k_s \cdot g \cdot m_t \cdot B \cdot l_d \cdot \cos \lambda. \quad (3.18)$$

Stwierdzona eksperymentalnie zależność [44] współczynnika k_s dla warunków ciągną dolnego (tj. przy kącie niecki λ do 10°) charakteryzuje się małą zmiennością (od 1,09 do 1,25), można zatem do obliczeń przyjąć stałe średnie wartości:

$$k_s = 1,1 \rightarrow B \leq 1,8 \text{ m}, \quad (3.19)$$

$$k_s = 1,2 \rightarrow B \geq 1,8 \text{ m}.$$

W obliczeniach przenośnika rurowego przyjmuje się dwie siły wypadkowe [18], które są równoważone reakcjami normalnymi na poszczególnych krążnikach, rozmieszczonych promieniowo po obwodzie rury utworzonej z taśmy (rys. 3.3). Siłami tymi są: siła formująca F_x oraz siła ciężkości taśmy F_G . Siłę formującą wyznacza się z przybliżonej zależności

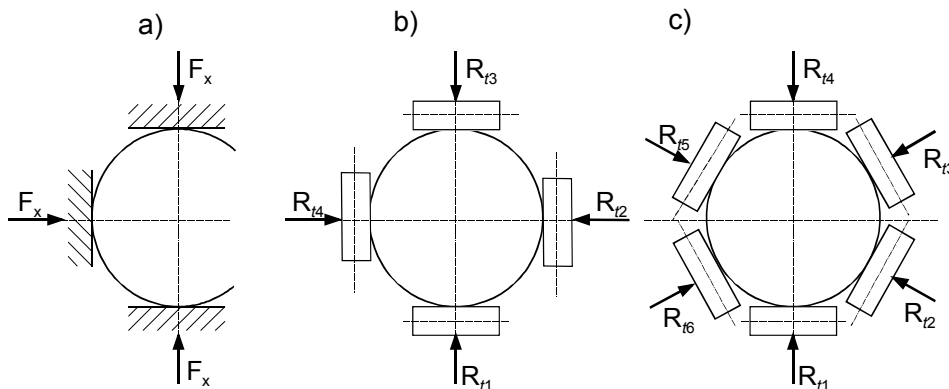
$$F_x = g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left[2,205 + 0,915 \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) \right], \quad (3.20)$$

a siła ciężkości wynika z przeliczenia masy jednostkowej taśmy na masę odcinka taśmy przypadającego na jeden zestaw krążnikowy

$$F_G = m_t \cdot B \cdot g \cdot l_g. \quad (3.21)$$

Równania (3.20) i (3.21) odnoszą się do cięgna górnego. W przypadku obliczeń dolnego cięgna rurowego słuszne będą te same równania, ale zamiast rozstawu l_g należy podstawić odległość zestawów w cięgnie dolnym l_d . Obecnie w kilku ośrodkach naukowych prowadzone są badania mające na celu wyznaczenie sił formujących [54]. Do tej pory nie są znane zależności ogólne stosowane w obliczeniach projektowych.

Odpowiednio do liczby krążników w zestawie (rys. 3.3b i c) dwie analizowane siły wypadkowe są równoważone odpowiednim układem sił (reakcji) na krążnikach.



Rys. 3.3. Model oddziaływania taśmy na krążniki w cięgnie rurowym:

a) określenie siły formowania (zwijania) taśmy F_x ,

b) układ czterokrążnikowy,

c) układ sześciokrążnikowy

Przy podparciu cięgna zestawem czterokrążnikowym przyjmuje się, że całą siłę ciężkości taśmy przejmuje tylko krążnik dolny, a zatem reakcje na krążnikach wynoszą:

$$\begin{aligned} R_{t1} &= F_x + F_G, \\ R_{t2} &= R_{t4} = F_x, \\ R_{t3} &= F_x. \end{aligned} \quad (3.22)$$

W układzie sześciokrążnikowym założono, że na taśmę, zamiast czterech promieniowo skierowanych sił F_x , działa sześć symetrycznie działających sił o wartości $2/3 \cdot F_x$ każda, a siła ciężkości F_G przejmowana jest tylko przez trzy dolne krążniki, czyli

$$\begin{aligned}
 R_{t1} &= \frac{2}{3} \cdot F_x + \frac{1}{2} \cdot F_G, \\
 R_{t2} = R_{t6} &= \frac{2}{3} \cdot F_x + \frac{1}{2} \cdot F_G, \\
 R_{t3} = R_{t5} &= \frac{2}{3} \cdot F_x, \\
 R_{t4} &= \frac{2}{3} \cdot F_x.
 \end{aligned}
 \tag{3.23}$$

3.2. Reakcje na krzywoliniowych odcinkach trasy przenośnika

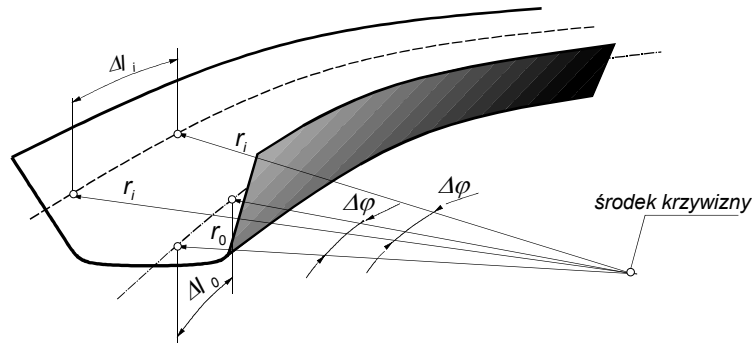
Na łuku przestrzennym stan odkształceń taśmy jest superpozycją odkształceń wywołanych siłami rozciągającymi oraz dodatkowych odkształceń wynikających z warunków geometrycznych (nierównomiernych wydłużeń włókien lub linek rdzenia). W wyniku nakładania się tych odkształceń znajdujące się po zewnętrznej stronie krzywizny elementy nośne rdzenia taśmy przejmują większe obciążenia, kosztem spadku obciążeń we włóknach od strony wewnętrznej. Taki stan obciążeń taśmy ma wpływ na wartość obciążeń krążników na krzywoliniowych odcinkach trasy przenośnika. W rozważaniach przyjęto, że dowolna krzywizna przestrzenna może być opisana dwoma promieniami odniesionymi do linii środkowej taśmy: promieniem w płaszczyźnie poziomej r_H oraz promieniem w płaszczyźnie pionowej r_V . Założenie takie pozwala na opracowanie zależności ogólnych. Przyjmując bowiem zerową krzywiznę poziomą, czyli $1/r_H = 0$, upraszczamy zagadnienie tylko do łuku pionowego, a przyjmując $1/r_V = 0$, mamy do czynienia z trasą poprowadzoną po poziomym łuku. Ujemne wartości promieni krzywizn oznaczają zgięcie w przeciwnym kierunku w stosunku do układu przedstawionego na rysunkach 3.5–3.8. Ujemny promień r_V oznacza pionowy łuk wklęsły (taśma w ciągnie górnym unoszona jest wtedy znad krążników), a wartość dodatnia odpowiada pionowemu łukowi wypukłemu (siła w taśmie dociska ją do krążników podpierających). Zamiana znaku promienia r_H z dodatniego na ujemny powoduje przemieszczenie środka poziomej krzywizny na drugą stronę trasy i wtedy zewnętrzna strona krzywizny staje się stroną wewnętrzną, a cały zestaw musi być wychylony o kąt γ , przeciwnie niż to pokazano na rysunkach 3.5–3.8.

Podczas rozpatrywania geometrii odcinka krzywoliniowego w układzie biegunowym (rys. 3.4) przemieszczenie dowolnego punktu przekroju poprzecznego taśmy można wyrazić iloczynem promienia wodzącego oraz kąta obrotu tego promienia $\Delta\varphi$, a zatem dla i -tego elementu nośnego rdzenia taśmy

$$\Delta l_i = r_i \cdot \Delta\varphi \tag{3.24}$$

oraz dla elementu odniesienia

$$\Delta l_0 = r_0 \cdot \Delta\varphi. \tag{3.25}$$



Rys. 3.4. Schemat do wyznaczania odkształceń taśmy na łuku przestrzennym trasy

Dodatkowo – wywołane tylko krzywizną trasy – odkształcenie i -tego elementu (włókna lub linki)

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta l_i - \Delta l_0}{\Delta l_0} = \frac{r_i - r_0}{r_0}. \quad (3.26)$$

Z porównania odkształceń dwóch włókien oznaczonych indeksami i oraz j wynika ogólna zależność, będąca punktem wyjścia do dalszych rozważań,

$$\frac{\varepsilon_i + 1}{\varepsilon_j + 1} = \frac{r_i}{r_j}. \quad (3.27)$$

Rozpatrując przekrój poprzeczny taśmy na łuku przestrzennym (rys. 3.5 i 3.6), według równania (3.27) można wyznaczyć składowe odkształceń w punktach charakterystycznych w funkcji odkształcenia dowolnie wybranego elementu nośnego rdzenia taśmy. Może to być włókno skrajne związane z punktem C (rys. 3.5) przekroju poprzecznego taśmy. Zgodnie z zależnością (3.27) zależność pomiędzy składową odkształceń w punktach C i A określa równanie

$$\frac{\varepsilon_{AH} + 1}{\varepsilon_{CH} + 1} = \frac{r_{AH}}{r_{CH}}, \quad (3.28)$$

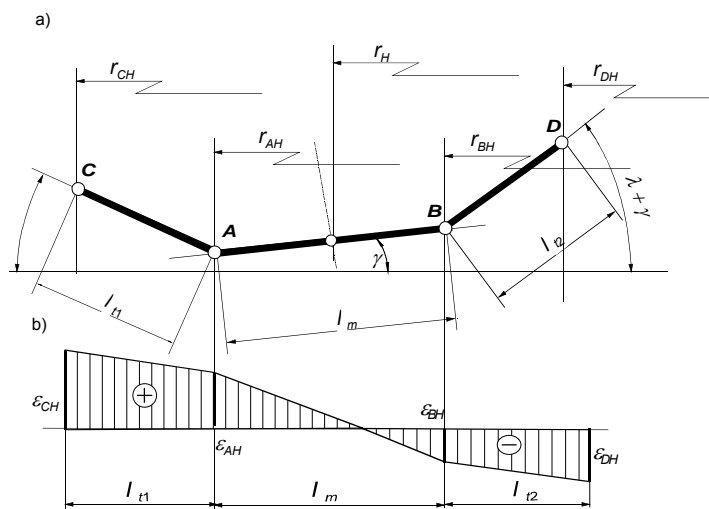
czyli

$$\varepsilon_{AH} = (\varepsilon_{CH} + 1) \cdot \frac{r_{AH}}{r_{CH}} - 1 = \frac{r_{AH}}{r_{CH}} \cdot \varepsilon_{CH} + \frac{r_{AH}}{r_{CH}} - 1. \quad (3.29)$$

Składowe odkształceń wywołane łukiem poziomym w pozostałych charakterystycznych punktach przekroju B i D , zgodnie z rysunkiem 3.5,

$$\varepsilon_{BH} = \frac{r_{BH}}{r_{CH}} \cdot \varepsilon_{CH} + \frac{r_{BH}}{r_{CH}} - 1, \quad (3.30)$$

$$\varepsilon_{DH} = \frac{r_{DH}}{r_{CH}} \cdot \varepsilon_{CH} + \frac{r_{DH}}{r_{CH}} - 1. \quad (3.31)$$



Rys. 3.5. Schemat do wyznaczania składowych odkształceń taśmy w wyniku zgięcia na łuku poziomym o promieniu r_H : a) geometria przekroju poprzecznego taśmy, b) hipotetyczny rozkład odkształceń

Promienie charakterystyczne wynikają z geometrii analizowanego układu i na podstawie rysunku 3.5a można je opisać zależnościami:

$$r_{AH} = r_H + \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \cos \gamma, \quad (3.32)$$

$$r_{BH} = r_H - \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \cos \gamma, \quad (3.33)$$

$$r_{CH} = r_{AH} + l_{t1} \cdot \cos(\lambda - \gamma) = r_H + \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \cos \gamma + l_{t1} \cdot \cos(\lambda - \gamma), \quad (3.34)$$

$$r_{DH} = r_{BH} - l_{t2} \cdot \cos(\lambda + \gamma) = r_H - \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \cos \gamma - l_{t2} \cdot \cos(\lambda + \gamma). \quad (3.35)$$

Postępując analogicznie, można wyznaczyć składowe odkształceń wywołane łukiem pionowym o promieniu r_V w charakterystycznych punktach przekroju poprzecznego (rys. 3.6)

$$\epsilon_{AV} = \frac{r_{AV}}{r_{CV}} \cdot \epsilon_{CV} + \frac{r_{AV}}{r_{CV}} - 1, \quad (3.36)$$

$$\epsilon_{BV} = \frac{r_{BV}}{r_{CV}} \cdot \epsilon_{CV} + \frac{r_{BV}}{r_{CV}} - 1, \quad (3.37)$$

$$\epsilon_{DV} = \frac{r_{DV}}{r_{CV}} \cdot \epsilon_{CV} + \frac{r_{DV}}{r_{CV}} - 1. \quad (3.38)$$

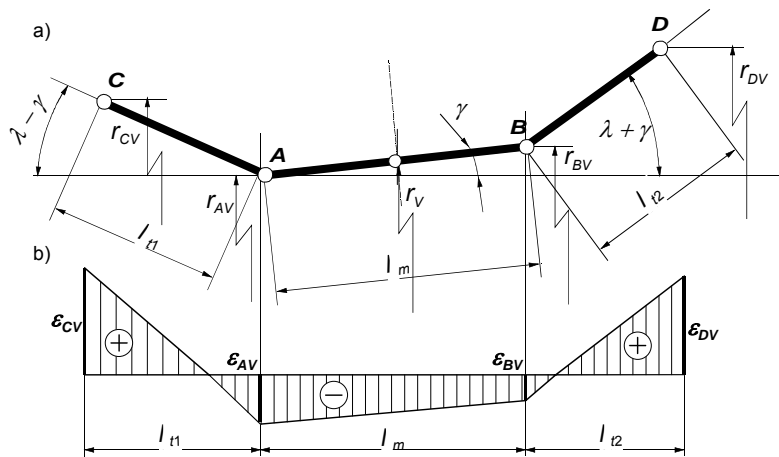
Promień wodzący wyznacza się na podstawie geometrii przekroju poprzecznego (rys. 3.6a):

$$r_{AV} = r_V - \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \sin \gamma, \quad (3.39)$$

$$r_{BV} = r_V + \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \sin \gamma, \quad (3.40)$$

$$r_{CV} = r_{AV} + l_{t1} \cdot \sin(\lambda - \gamma) = r_V - \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \sin \gamma + l_{t1} \cdot \sin(\lambda - \gamma), \quad (3.41)$$

$$r_{DV} = r_{BV} + l_{t2} \cdot \sin(\lambda + \gamma) = r_V + \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \sin \gamma + l_{t2} \cdot \sin(\lambda + \gamma). \quad (3.42)$$



Rys. 3.6. Schemat do wyznaczania składowych odkształceń taśmy wywołanych łukiem pionowym o promieniu r_V :

a) geometria przekroju poprzecznego, b) hipotetyczny rozkład odkształceń

Po zastąpieniu ilorazów promieni wodzących odpowiednimi współczynnikami:

$$\frac{r_{AH}}{r_{CH}} = a_{AH}, \quad \frac{r_{BH}}{r_{CH}} = a_{BH}, \quad \frac{r_{DH}}{r_{CH}} = a_{DH}, \quad (3.43)$$

można ułożyć układ czterech równań liniowych, gdzie niewiadomymi są składowe odkształceń powstałe w wyniku krzywizny poziomej (indeks H). Trzy pierwsze równania uzyskuje się w wyniku podstawienia wzoru (3.43) do (3.29), (3.30) i (3.31)

$$\begin{aligned} \varepsilon_{AH} &= a_{AH} \cdot \varepsilon_{CH} + a_{AH} - 1, \\ \varepsilon_{BH} &= a_{BH} \cdot \varepsilon_{CH} + a_{BH} - 1, \\ \varepsilon_{DH} &= a_{DH} \cdot \varepsilon_{CH} + a_{DH} - 1. \end{aligned} \quad (3.44)$$

Czwartym równaniem jest warunek zachowania siły napinającej taśmę, który jest równoznaczny z zachowaniem stałego odkształcenia średniego, tzn. suma wszystkich składowych pól pod wykresem rozkładu odkształceń po szerokości taśmy (rys. 3.5b) musi się zerować, czyli

$$\frac{1}{2} \cdot (\varepsilon_{CH} + \varepsilon_{AH}) \cdot l_{t1} + \frac{1}{2} \cdot (\varepsilon_{AH} + \varepsilon_{BH}) \cdot l_m + \frac{1}{2} \cdot (\varepsilon_{BH} + \varepsilon_{DH}) \cdot l_{t2} = 0. \quad (3.45)$$

Należy przy tym pamiętać, że wartości niektórych składowych odkształceń mogą być ujemne i wtedy odpowiednie składniki sumy (3.45) też przyjmują wartości ujemne. Po rozwiązaniu układu składającego się z trzech równań (3.44) i równania (3.45) względem niewiadomej ε_{CH} otrzymano

$$\varepsilon_{CH} = \frac{(1 - a_{AH}) \cdot l_{t1} + (2 - a_{AH} - a_{BH}) \cdot l_m + (2 - a_{BH} - a_{DH}) \cdot l_{t2}}{(a_{AH} + 1) \cdot l_{t1} + (a_{AH} + a_{BH}) \cdot l_m + (a_{BH} + a_{DH}) \cdot l_{t2}}. \quad (3.46)$$

Rozwiązanie (3.46) po podstawieniu do równań (3.44) umożliwia wyznaczenie wszystkich pozostałych składowych odkształceń: ε_{AH} , ε_{BH} i ε_{DH} . Postępując analogicznie w przypadku składowych od krzywizny pionowej otrzymuje się podobny układ równań:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{AV} &= a_{AV} \cdot \varepsilon_{CV} + a_{VH} - 1, \\ \varepsilon_{BV} &= a_{BV} \cdot \varepsilon_{CV} + a_{BV} - 1, \\ \varepsilon_{DV} &= a_{DV} \cdot \varepsilon_{CV} + a_{DV} - 1, \end{aligned} \quad (3.47)$$

wraz z równaniem

$$\varepsilon_{CV} = \frac{(1 - a_{AV}) \cdot l_{t1} + (2 - a_{AV} - a_{BV}) \cdot l_m + (2 - a_{BV} - a_{DV}) \cdot l_{t2}}{(a_{AV} + 1) \cdot l_{t1} + (a_{AV} + a_{BV}) \cdot l_m + (a_{BV} + a_{DV}) \cdot l_{t2}}, \quad (3.48)$$

w którym:

$$\frac{r_{AV}}{r_{CV}} = a_{AV}, \quad \frac{r_{BV}}{r_{CV}} = a_{BV}, \quad \frac{r_{DV}}{r_{CV}} = a_{DV}. \quad (3.49)$$

Równania (3.47), (3.48) i (3.49) umożliwiają wyznaczenie wszystkich składowych ε_{AV} , ε_{BV} i ε_{DV} . Zgodnie z zasadą superpozycji odkształceń w charakterystycznych punktach przekroju poprzecznego taśmy wyniosą:

$$\begin{aligned} \varepsilon_C &= \varepsilon_{CH} + \varepsilon_{CV}, \\ \varepsilon_A &= \varepsilon_{AH} + \varepsilon_{AV}, \\ \varepsilon_D &= \varepsilon_{DH} + \varepsilon_{DV}. \end{aligned} \quad (3.50)$$

Każdy z krążników podpierających obciążony jest wycinkiem taśmy o szerokości: l_{t1} w przypadku krążnika bocznego lewego, l_m w przypadku krążnika środkowego oraz l_{t2} w przypadku prawego krążnika bocznego (oznaczenia zgodnie z rys. 3.5 i 3.6). Po

uwzględnieniu rozkładu odkształceń wypadkowe siły rozciągające przypisane odpowiednim fragmentom szerokości taśmy wyniosą:

➤ dla krążnika lewego

$$S_{t1} = S \cdot \frac{l_{t1}}{B} + \frac{1}{2} \cdot E_d \cdot (\varepsilon_C + \varepsilon_A) \cdot l_{t1}, \quad (3.51)$$

➤ dla krążnika środkowego

$$S_{tm} = S \cdot \frac{l_m}{B} + \frac{1}{2} \cdot E_d \cdot (\varepsilon_A + \varepsilon_B) \cdot l_m, \quad (3.52)$$

➤ dla krążnika prawego

$$S_{t2} = S \cdot \frac{l_{t2}}{B} + \frac{1}{2} \cdot E_d \cdot (\varepsilon_B + \varepsilon_D) \cdot l_{t2}, \quad (3.53)$$

gdzie:

S – siła rozciągająca w taśmie w analizowanym przekroju, N;

E_d – wypadkowy moduł sprężystości taśmy (wyznaczany zgodnie z procedurą podaną w p. 1.1.1 w zależności od parametrów modelu reologicznego), N/m;

l_{t1} , l_{t2} i l_m – wymiary poprzecznego przekroju niecki wg (3.8), (3.9) i (3.10), m;

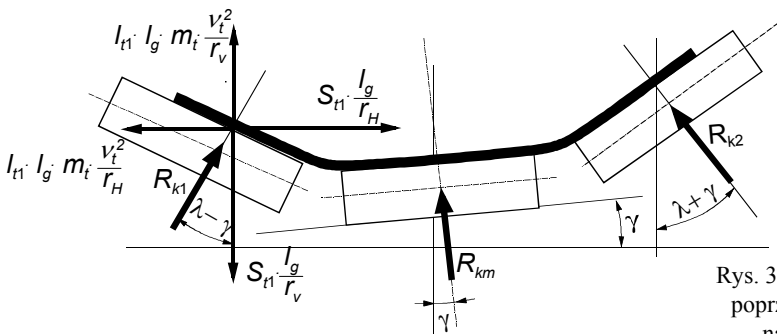
B – szerokość taśmy, m.

Dla wyprowadzonych zależności obowiązują warunki tożsamościowe:

$$l_{t1} + l_{t2} + l_m = B, \quad (3.54)$$

$$S_{t1} + S_{t2} + S_{tm} = S. \quad (3.55)$$

W wyniku zgięcia taśmy na łuku w każdej części przekroju siły S_{t1} , S_{t2} i S_{tm} dają wypadkowe skierowane do środka krzywizny, które równoważone mogą być tylko przez reakcje normalne na odpowiednich krążnikach podpierających. Oprócz tych wypadkowych pojawiają się również normalne siły bezwładności (siły odśrodkowe). Kierunki tych sił zależą od położenia środka krzywizny. Na rysunku 3.7 przedstawiono układ sił obciążający krążnik boczny zestawu górnego na trasie z prawoskrętnym łukiem poziomym r_H i wypukłym łukiem pionowym r_V . Przy innej konfiguracji łuku przestrzennego zmieniają się znaki odpowiednich sił, a zatem zmienia się też ich kierunek działania.



Rys. 3.7. Układ sił w przekroju poprzecznym taśmy na łuku na krążniku bocznym

W wyniku krzywizny pionowej krążnik lewy, współpracujący z fragmentem taśmy o szerokości l_{t1} , obciążony jest wypadkową siłą pionową $S_{t1} \cdot (l_g/r_V)$ [21] oraz przeciwnie skierowaną siłą odśrodkową $(l_{t1} \cdot l_g \cdot m_t) \cdot v_t^2/r_V$. Analogiczne składowe obciążenia pojawiają się na kierunku promienia poziomego r_H . Rozpatrując dowolną krzywiznę przestrzenną opisaną dwoma promieniami r_H i r_V , należy na każdym krążniku uwzględnić po dwie siły odśrodkowe, zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 3.7. Wynikające z wartości tych sił oraz z geometrii układu reakcje normalne na krążnikach wyniosą wtedy:

$$R_{k1} = l_g \cdot (S_{t1} - l_{t1} \cdot m_t \cdot v_t^2) \cdot \left[\frac{\cos(\lambda - \gamma)}{r_V} - \frac{\sin(\lambda - \gamma)}{r_H} \right], \quad (3.56)$$

$$R_{km} = l_g \cdot (S_{tm} - l_m \cdot m_t \cdot v_t^2) \cdot \left[\frac{\cos \gamma}{r_V} + \frac{\sin \gamma}{r_H} \right], \quad (3.57)$$

$$R_{k2} = l_g \cdot (S_{t2} - l_{t2} \cdot m_t \cdot v_t^2) \cdot \left[\frac{\cos(\lambda + \gamma)}{r_V} + \frac{\sin(\lambda + \gamma)}{r_H} \right], \quad (3.58)$$

gdzie:

S_{t1}, S_{t2}, S_{tm} – wyznaczane z zależności (3.51), (3.52) i (3.53) siły w odpowiednich przekrojach taśmy, N;

l_{t1}, l_{t2}, l_m – szerokości wydzielonych przekrojów taśmy, m;

l_g – rozstaw krążników w ciągnie górnym, m;

v_t – prędkość taśmy, m/s;

λ – kąt niecki zestawów górnych, rad (lub stopnie);

γ – kąt wychylenia zestawu górnego na krzywoliniowym odcinku trasy, rad (lub stopnie);

m_t – masa jednostkowa taśmy, kg/m²;

r_V – promień krzywizny w płaszczyźnie pionowej, m;

r_H – promień krzywizny w płaszczyźnie poziomej, m.

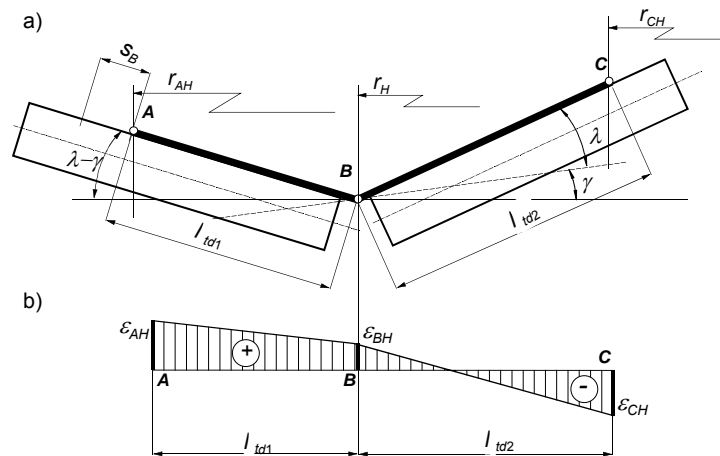
Wyprowadzone równania (3.56), (3.57) i (3.58) mogą być stosowane w analizie dopuszczalnych promieni krzywizna trasy przenośnika. W niektórych przypadkach, przy zbyt małych promieniach krzywizn, składowe R_{k1} , R_{k2} lub R_{km} mogą osiągać wartości ujemne i jeżeli nie zostaną wtedy zrównoważone pozostałymi składowymi obciążeniami krążnika (w przypadku pustej taśmy mogą to być tylko składowe R_{t1} , R_{t2} lub R_{tm}), to nastąpi utrata stateczności lokalnej (utrata kontaktu taśmy z krążnikiem lub krążnikami). Typowym przykładem utraty stateczności lokalnej jest unoszenie pustej taśmy ponad krążniki na wklęsłym łuku pionowym przy zbyt dużej sile w taśmie lub przy zbyt małym promieniu tego łuku. W takim przypadku, jeśli nie można zmniejszyć napięcia w taśmie, należy wyprofilować trasę przenośnika, zwiększając bezwzględną wartość ujemnego promienia zgięcia r_V . W przypadku wypukłych łuków pionowych ($r_V > 0$) krążniki są dodatkowo dociążane składowymi od sił w taśmie i należy wtedy sprawdzić,

czy nie zostały przekroczone ich obciążenia dopuszczalne. Na łukach poziomych lub krzywiznach przestrzennych stateczność lokalna taśmy jest sprawdzana w celu dobrania odpowiedniej wielkości kąta wychylenia zestawu krążnikowego γ .

Na łuku przestrzennym lub łukach z krzywizną poziomą w celu utrzymania stateczności taśmy w cięgnię dolnym wychylane są również dolne zestawy krążnikowe o kąt γ . Podobnie jak w cięgnię górnym, na łuku ze składową poziomą (dla $r_H \neq 0$) w cięgnię dolnym taśma zbiega do środka krzywizny, przesuwając się wzdłuż płaszcza krążnika o odcinek s_B (rys. 3.8). Niesymetryczne ułożenie taśmy na krążnikach (rys. 3.8a) powoduje nierównomierny rozkład odkształceń po szerokości taśmy (rys. 3.8b).

Odształcenie na zewnętrznej krawędzi taśmy (w punkcie A na rys. 3.8a) wywołane łukiem poziomym

$$\varepsilon_{AH} = (\varepsilon_{BH} - 1) \cdot \frac{r_{AH}}{r_{BH}} - 1. \quad (3.59)$$



Rys. 3.8. Schemat do wyznaczania odkształceń taśmy wywołanych łukiem poziomym w cięgnię dolnym przenośnika:
a) geometria przekroju poprzecznego, b) hipotetyczny rozkład odkształceń

Odształcenie krawędzi od zewnętrznej strony krzywizny poziomej (punkt C) wyznacza analogiczne równanie:

$$\varepsilon_{AH} = (\varepsilon_{BH} - 1) \cdot \frac{r_{AH}}{r_{BH}} - 1. \quad (3.60)$$

Promienie wodzące wynoszą odpowiednio:

$$r_{BH} = r_H, \quad (3.61)$$

$$r_{AH} = r_H + l_{td1} \cdot \cos(\lambda - \gamma), \quad (3.62)$$

$$r_{CH} = r_H - l_{td2} \cdot \cos(\lambda + \gamma). \quad (3.63)$$

Składowe odkształceń w charakterystycznych punktach przekroju poprzecznego taśmy, ale wywołane łukiem w płaszczyźnie pionowej, wynoszą (rys. 3.9):

$$\varepsilon_{AV} = (\varepsilon_V - 1) \cdot \frac{r_{AV}}{r_{BV}} - 1, \quad (3.64)$$

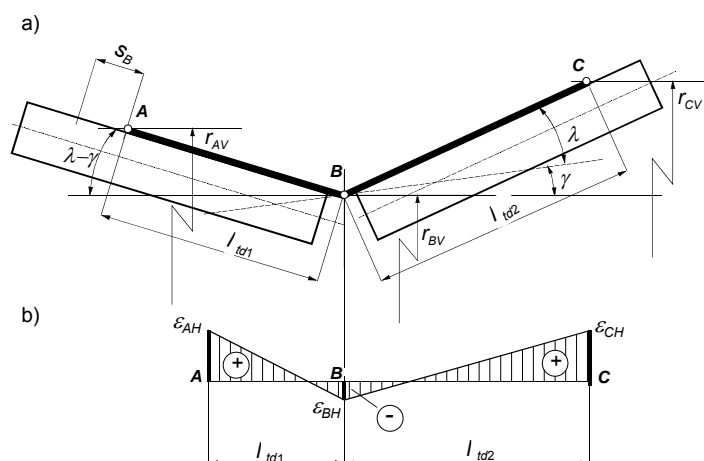
$$\varepsilon_{AV} = (\varepsilon_{BV} - 1) \cdot \frac{r_{AV}}{r_{BV}} - 1. \quad (3.65)$$

Promienie wodzące w płaszczyźnie pionowej wynoszą odpowiednio:

$$r_{BV} = r_V, \quad (3.66)$$

$$r_{AV} = r_V + l_{td1} \cdot \cos(\lambda - \gamma), \quad (3.67)$$

$$r_{CV} = r_V + l_{td2} \cdot \cos(\lambda + \gamma). \quad (3.68)$$



Rys. 3.9. Schemat do wyznaczania odkształceń taśmy w cięciu dolnym wywołanych łukiem pionowym:

a) geometria przekroju poprzecznego, b) hipotetyczny rozkład odkształceń

Zgodnie z zasadą superpozycji:

$$\varepsilon_A = \varepsilon_{AH} + \varepsilon_{AV}, \quad (3.69)$$

$$\varepsilon_B = \varepsilon_{BH} + \varepsilon_{BV},$$

czyli

$$\varepsilon_A = \varepsilon_B \cdot \left(\frac{r_{AH}}{r_{BH}} + \frac{r_{AV}}{r_{BV}} \right) + \frac{r_{AH}}{r_{BH}} + \frac{r_{AV}}{r_{BV}} - 2 \quad (3.70)$$

oraz

$$\varepsilon_C = \varepsilon_B \cdot \left(\frac{r_{CH}}{r_{BH}} + \frac{r_{CV}}{r_{BV}} \right) + \frac{r_{CH}}{r_{BH}} + \frac{r_{CV}}{r_{BV}} - 2. \quad (3.71)$$

Zależności (3.70) i (3.71) tworzą układ dwóch równań liniowych:

$$\varepsilon_A = \varepsilon_B \cdot a_1 + a_1 - 2, \quad (3.72)$$

$$\varepsilon_C = \varepsilon_B \cdot a_2 + a_2 - 2, \quad (3.73)$$

gdzie niewiadomą jest ε_B , a współczynniki a_1 i a_2 wynoszą:

$$a_1 = \frac{r_{AH}}{r_{BH}} + \frac{r_{AV}}{r_{BV}}, \quad (3.74)$$

$$a_2 = \frac{r_{CH}}{r_{BH}} + \frac{r_{CV}}{r_{BV}}. \quad (3.75)$$

Dodatkowym równaniem jest warunek siły rozciągającej taśmę, równoznaczny z warunkiem zerowego średniego odkształcenia od krzywizny taśmy po całej jej szerokości, czyli

$$\frac{1}{2} \cdot l_{td1} \cdot (\varepsilon_A + \varepsilon_B) + \frac{1}{2} \cdot l_{td2} \cdot (\varepsilon_B + \varepsilon_C) = 0. \quad (3.76)$$

Po rozwiązaniu układu równań (3.72), (3.73) i (3.76) otrzymuje się

$$\varepsilon_B = \frac{(2 - a_1) \cdot l_{td1} + (2 - a_2) \cdot l_{td2}}{(a_1 + 1) \cdot l_{td1} + (a_2 + 1) \cdot l_{td2}}. \quad (3.77)$$

Po wyznaczeniu odkształceń w charakterystycznych punktach przekroju siły składowe w przekroju poprzecznym wyniosą:

➤ nad krążnikiem lewym (zewnątrzna strona krzywizny)

$$S_{td1} = S \cdot \frac{l_{td1}}{B} + \frac{1}{2} \cdot E_d \cdot (\varepsilon_A + \varepsilon_B) \cdot l_{td1}, \quad (3.78)$$

➤ nad krążnikiem prawym (wewnętrzna strona krzywizny)

$$S_{td2} = S \cdot \frac{l_{td2}}{B} + \frac{1}{2} \cdot E_d \cdot (\varepsilon_B + \varepsilon_C) \cdot l_{td2}, \quad (3.79)$$

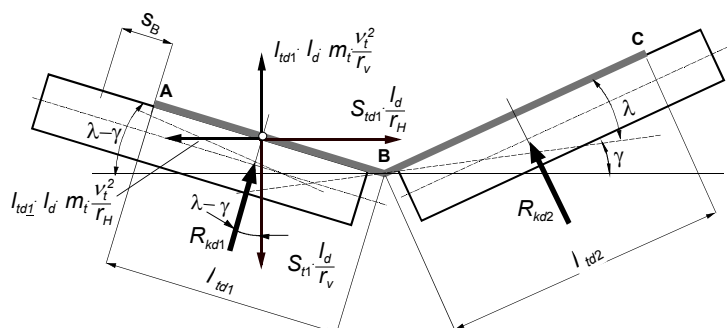
gdzie:

S – siła w ciągnię dolnym ($S = S_{td1} + S_{td2}$), N;

E_d – dynamiczny moduł sprężystości podłużnej cięgna dolnego (wyznaczony według procedury podanej w p. 1.1.1 dla przyjętego modelu reologicznego taśmy), N/m;

l_{kd1} , l_{kd2} – szerokość pasów taśmy nad krążnikiem lewym i prawym, m,

B – szerokość taśmy ($B = l_{kd1} + l_{kd2}$), m.



Rys. 3.10. Siły obciążające krążniki dolne na odcinku krzywoliniowym

W wyniku analizy sił działających na odcinek taśmy długości l_d (długość odpowiadająca odległości podpór krążnikowych w ciągu dolnym) można, zgodnie ze schematem podanym na rysunku 3.10, wyznaczyć składowe reakcji na obu krążnikach. W przypadku złożonej krzywizny przestrzennej pojawiają się składowe od sił rozciągających skierowane do środka krzywizny oraz składowe od sił odśrodkowych na kierunkach obu promieni. Rzutując te składowe na kierunek normalny do osi krążnika, otrzymuje się reakcje wywołane oddziaływaniem taśmy na krzywoliniowym odcinku trasy

$$R_{kd1} = \left(S_{td1} \cdot \frac{l_d}{r_V} - \frac{m_t \cdot l_{td1} \cdot l_d \cdot v_t^2}{r_V} \right) \cdot \cos(\lambda - \gamma) - \left(S_{td1} \cdot \frac{l_d}{r_H} - \frac{m_t \cdot l_{td1} \cdot l_d \cdot v_t^2}{r_H} \right) \cdot \sin(\lambda - \gamma), \quad (3.80)$$

oraz

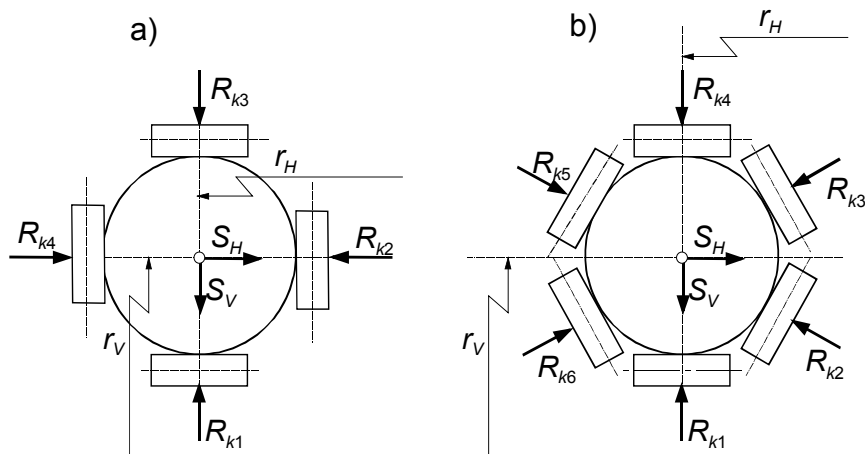
$$R_{kd2} = \left(S_{td2} \cdot \frac{l_d}{r_V} - \frac{m_t \cdot l_{td2} \cdot l_d \cdot v_t^2}{r_V} \right) \cdot \cos(\lambda + \gamma) + \left(S_{td2} \cdot \frac{l_d}{r_H} - \frac{m_t \cdot l_{td2} \cdot l_d \cdot v_t^2}{r_H} \right) \cdot \sin(\lambda + \gamma), \quad (3.81)$$

gdzie:

- l_d – odległość podpór krążnikowych w ciągu dolnym, m;
- l_{td1}, l_{td2} – wynikające ze zbiegania bocznej szerokości pasów taśmy nad krążnikiem lewym lub prawym, m;
- v_t – prędkość taśmy, m/s;
- m_t – masa jednostkowa taśmy, kg/m²;
- r_H, r_V – promienie krzywizn: poziomy i pionowy, m;
- λ – nominalny kąt niecki w ciągu dolnym, rad (lub stopnie);
- γ – kąt wychylenia zestawu krążnikowego dolnego, rad (lub stopnie).

Również w przypadku ciągu dolnego przy niektórych kombinacjach krzywizny trasy składowe R_{kd1} lub R_{kd2} mogą mieć ujemną wartość i jeżeli nie będą zrównoważone zawsze dodatnimi wartościami składowych od taśmy R_{td1} lub R_{td2} , to nastąpi utrata stateczności lokalnej, czyli taśma będzie unoszona znad jednego krążnika lub obu krążników.

W przenośniku rurowym przy stosunkowo małych średnicach rur ($D_R = 0,25 \div 0,6$ m) można pominąć nierównomierność rozkładu odkształceń w przekroju poprzecznym, tym bardziej że taśmy stosowane w przenośnikach rurowych mają zmienną sztywność, a zatem i zmienny moduł sprężystości podłużnej po szerokości, co bardzo komplikuje obliczenia. Na krzywiznie przestrzennej trasy (rys. 3.11) zarówno w cięgnię dolnym, jak i w cięgnię górnym można wydzielić dwie wzajemnie prostopadłe siły S_H i S_V wpływające na wielkość reakcji na krążnikach podpierających.



Rys. 3.11. Siły i reakcje krążników na krzywiznie przestrzennej przenośnika rurowego:
a) reakcje zestawu czterokrążnikowego, b) reakcje zestawu sześciokrążnikowego

W przypadku łuku pionowego o promieniu r_V działa siła S_V skierowana do środka krzywizny, będąca wypadkową siły wynikającej z zakrzywienia toru taśmy oraz siły odśrodkowej

$$S_V = S \cdot \frac{l_g}{r_V} - B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \frac{v_t^2}{r_V} \quad (3.82)$$

Podobnie w przypadku łuku poziomego można wyznaczyć siłę wypadkową S_H skierowaną poziomo do środka krzywizny

$$S_H = S \cdot \frac{l_g}{r_H} - B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \frac{v_t^2}{r_H} \quad (3.83)$$

W zestawie czterokrążnikowym (rys. 3.11a) reakcje wywołane składową pionową i poziomą zgodnie z zasadą superpozycji można zapisać zależnością ogólną

$$R_{ki} = C_{iV} \cdot S_V + C_{iH} \cdot S_H, \quad (3.84)$$

w której współczynniki wpływu dla poszczególnych krążników wynoszą odpowiednio:

$$C_{1V} = 1 \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{1V} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.85)$$

$$C_{2V} = C_{4V} = 0, \quad (3.86)$$

$$C_{3V} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{3V} = 1 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.87)$$

$$C_{1H} = C_{3H} = 0, \quad (3.88)$$

$$C_{2H} = 1 \quad \text{dla} \quad r_H \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{2H} = 0 \quad \text{dla} \quad r_H \leq 0, \quad (3.89)$$

$$C_{4H} = 0 \quad \text{dla} \quad r_H \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{4H} = 1 \quad \text{dla} \quad r_H \leq 0. \quad (3.90)$$

W przypadku zestawu sześciokrążnikowego (rys. 3.11b) składowa pionowa S_V w zależności od kierunku działania wywołuje reakcje tylko na trzech krążnikach. Jeżeli jest to łuk wypukły, czyli $r_V > 0$, to obciążane są krążniki dolne 1,2 i 6. Przy odwrotnym łuku trasy (tzw. łuk wklęsły dla $r_V < 0$) obciążane są trzy górne krążniki zestawu 3, 4 i 5. Uformowanie trasy na łuku poziomym powoduje powstanie reakcji od siły S_H na dwóch bocznych krążnikach zestawu 2 i 3 (dla $r_H > 0$) lub na krążnikach 5 i 6 (dla $r_H < 0$). Z zasady superpozycji wynika ogólna zależność do wyznaczania reakcji na krążnikach (3.84). Po uwzględnieniu równowagi sił oraz symetrii układu w obu kierunkach współczynniki wpływu dla poszczególnych krążników wyniosą:

$$C_{1V} = \frac{1}{2} \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{1V} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.91)$$

$$C_{2V} = \frac{1}{2} \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{2V} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.92)$$

$$C_{3V} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{3V} = \frac{1}{2} \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.93)$$

$$C_{4V} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{4V} = \frac{1}{2} \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.94)$$

$$C_{5V} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{5V} = \frac{1}{2} \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.95)$$

$$C_{6V} = \frac{1}{2} \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{6V} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0 \quad (3.96)$$

oraz:

$$C_{1H} = 0, \quad (3.97)$$

$$C_{2H} = \frac{1}{2} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{6}\right) = 0,433 \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{2H} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.98)$$

$$\text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{3H} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.99)$$

$$C_{4H} = 0, \quad (3.100)$$

$$C_{5H} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{5H} = 0,433 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0, \quad (3.101)$$

$$C_{6H} = 0 \quad \text{dla} \quad r_V \geq 0 \quad \text{lub} \quad C_{6H} = 0,433 \quad \text{dla} \quad r_V \leq 0. \quad (3.102)$$

Przykłady obliczeń składowych obciążeń krążników wywołanych działaniem taśmy

Przykład 1

Wyznaczyć reakcje wywołane działaniem taśmy w cięgnię górnym przenośnika na odcinku trasy z łukiem poziomym $r_H = 2500$ m; $r_V = \infty$ dla następujących danych:

- taśma St 3150 szerokości $B = 2,25$ m; grubość taśmy $h_t = 0,029$ m; masa własna taśmy $m_t = 45,4$ kg/m²; wskaźnik sztywności poprzecznej taśmy (miara zdolności do układania się w nieckę) $h/B = 0,3$; dynamiczny moduł sprężystości podłużnej taśmy dla warunków obciążeń na trasie $E_d = 150 \cdot 10^6$ N/m;
- siła w taśmie na analizowanym odcinku trasy (na łuku poziomym) $S = 130$ kN, prędkość taśmy $v_t = 5,25$ m/s; odległość zestawów krążnikowych w cięgnię górnym $l_g = 1,0$ m; kąt niecki cięgna górnego $\lambda = 45^\circ$ (0,75 rad); kąt wychylenia zestawu krążnikowego na łuku trasy $\gamma = 6^\circ$ (0,105 rad);
- wymiary zestawu krążnikowego (wg oznaczeń na rys. 3.1a): średnica krążnika górnego $D_K = 0,194$ m, $l_0 = 0,86$ m; $a = 0,06$ m;
- rozpatrywany jest przypadek taśmy pustej ($k_z = 0$) na odcinku krzywoliniowym i w związku z tym założono zbieganie boczne taśmy (w kierunku do środka krzywizny) $s_B = 0,15$ m.

Wymiary niecki taśmy przy niesymetrycznym ułożeniu na zestawie krążnikowym według wzorów (3.8)÷(3.10):

$$l_m = l_0 + a \cdot \cos \frac{\lambda}{2} - (D_K + 2 \cdot h_t) \cdot \operatorname{tg} \frac{\lambda}{2} + a \cdot \sin \frac{\lambda}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\lambda}{2} = 0,86 + 0,06 \cdot \cos(0,39) - (0,194 + 2 \cdot 0,029) \cdot \operatorname{tg}(0,39) + 0,06 \cdot \sin(0,39) \cdot \operatorname{tg}(0,39) = 0,82 \text{ m},$$

$$l_{t1} = \frac{B - l_m}{2} - s_B = \frac{2,25 - 0,82}{2} - 0,15 = 0,565 \text{ m},$$

$$l_{t2} = \frac{B - l_m}{2} + s_B = \frac{2,25 - 0,82}{2} + 0,15 = 0,865 \text{ m}.$$

Współczynniki empiryczne do wyznaczania statycznych reakcji taśmy na krążnikach według (3.3)÷(3.7):

$$x_t = 0,3194 + \frac{0,07513}{\cos^2 \lambda} = 0,3194 + \frac{0,07513}{\cos^2(0,78)} = 0,4261,$$

$$y_t = \frac{0,2747}{\cos \lambda - 0,1694} = \frac{0,2747}{\cos(0,78) - 0,1694} = 0,5187,$$

$$z_t = 0,233 + 0,0516 \cdot e^{2 \cdot \sin \lambda} = 0,233 + 0,015 \cdot e^{2 \cdot \sin(0,78)} = 0,4424,$$

$$p_t = 1,5684 - 1,1269 \cdot \cos \lambda = 1,5684 - 1,1269 \cdot \cos(0,78) = 0,77156,$$

$$q_t = 0,0936 - 0,0876 \cdot \cos 2\lambda = 0,0936 - 0,0876 \cdot \cos(1,57) = 0,0936.$$

Reakcje statycznego działania taśmy na krążniki według (3.11)–(3.13):

– dla krążnika bocznego lewego (po zewnętrznej stronie krzywizny)

$$\begin{aligned} R_{ts1} &= g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot s_B}{B - l_m}\right) \cdot \left[x_t + y_t \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) - (x_t - z_t) \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) \right] \\ &= 9,81 \cdot 2,25 \cdot 45,4 \cdot 1,0 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 0,15}{2,25 - 0,82}\right) \\ &\quad \times [0,42561 + 0,51087 \cdot \cos(2\pi \cdot 0,3) - (0,42561 - 0,44524) \cdot \sin(2\pi \cdot 0,3)] = 226,8 \text{ N}, \end{aligned}$$

– dla krążnika bocznego prawego (po wewnętrznej stronie krzywizny trasy)

$$\begin{aligned} R_{ts2} &= g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot s_B}{B - l_m}\right) \cdot \left[x_t + y_t \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) - (x_t - z_t) \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) \right] \\ &= 9,81 \cdot 2,25 \cdot 45,4 \cdot 1,0 \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot 0,15}{2,25 - 0,82}\right) \\ &\quad \times [0,42561 + 0,51087 \cdot \cos(2\pi \cdot 0,3) - (0,42561 - 0,44524) \cdot \sin(2\pi \cdot 0,3)] = 347,2 \text{ N}, \end{aligned}$$

– dla krążnika środkowego

$$\begin{aligned} R_m &= g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left(p_t - \frac{q_t}{h/B}\right) \cdot \cos \gamma \\ &= 9,81 \cdot 2,25 \cdot 45,4 \cdot 1,0 \cdot \left(0,77156 - \frac{0,0936}{0,3}\right) = 347,2 \text{ N}. \end{aligned}$$

Promienie wodzące charakterystycznych punktów niecki według (3.32)–(3.35):

$$\begin{aligned} r_{AH} &= r_H + \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \cos \gamma = 2500 + \frac{1}{2} \cdot 0,82 \cdot \cos(0,105) = 2500,4077 \text{ m}, \\ r_{BH} &= r_H - \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot \cos \gamma = 2500 - \frac{1}{2} \cdot 0,82 \cdot \cos(0,105) = 2499,5923 \text{ m}, \\ r_{CH} &= r_{AH} + l_{t1} \cdot \cos(\lambda - \gamma) = 2500,4077 + 0,565 \cdot \cos(0,68) = 2500,8470 \text{ m}, \\ r_{DH} &= r_{BH} - l_{t2} \cdot \cos(\lambda + \gamma) = 2499,5923 - 0,865 \cdot \cos(0,89) = 2499,0479 \text{ m}, \end{aligned}$$

stąd wynikają odpowiednie współczynniki obliczeniowe:

$$\begin{aligned} a_{CH} &= \frac{r_{AH}}{r_{CH}} = \frac{2500,4077}{2500,8470} = 0,9998, \\ a_{BH} &= \frac{r_{BH}}{r_{CH}} = \frac{2499,5923}{2500,8470} = 0,9995, \\ a_{DH} &= \frac{r_{DH}}{r_{CH}} = \frac{2499,0479}{2500,8470} = 0,9993. \end{aligned}$$

Odształcenia w punkcie C taśmy wywołane łukiem poziomym zgodnie z równaniem (3.46):

$$\begin{aligned}\varepsilon_{CH} &= \frac{(1 - a_{AH}) \cdot l_{t1} + (2 - a_{AH} - a_{BH}) \cdot l_m + (2 - a_{BH} - a_{DH}) \cdot l_{t2}}{(a_{AH} + 1) \cdot l_{t1} + (a_{AH} + a_{BH}) \cdot l_m + (a_{BH} + a_{DH}) \cdot l_{t2}} \\ &= \frac{2 \cdot 10^{-4} \cdot 0,565 + 7 \cdot 10^{-4} \cdot 0,82 + 12 \cdot 10^{-4} \cdot 0,865}{1,9998 \cdot 0,565 + 1,9993 \cdot 0,82 + 1,9987 \cdot 0,865} = 3,8352 \cdot 10^{-4},\end{aligned}$$

dla tego odształcenia w pozostałych punktach wyniosą:

$$\begin{aligned}a_{AH} \cdot \varepsilon_{CH} + a_{AH} - 1 &= 0,9998 \cdot 3,8352 \cdot 10^{-4} + 0,9998 = 1,843 \cdot 10^{-4}, \\ a_{BH} \cdot \varepsilon_{CH} + a_{BH} - 1 &= 0,9995 \cdot 3,8352 \cdot 10^{-4} + 0,9995 = -1,167 \cdot 10^{-4}, \\ a_{DH} \cdot \varepsilon_{CH} + a_{DH} - 1 &= 0,9993 \cdot 3,8352 \cdot 10^{-4} + 0,9993 = -3,168 \cdot 10^{-4}.\end{aligned}$$

Ponieważ promień łuku pionowego r_V jest nieskończenie wielki, równanie (3.35) uproszczy się więc do postaci:

$$\begin{aligned}\varepsilon_C &= \varepsilon_{CH} = 3,8352 \cdot 10^{-4}, \\ \varepsilon_A &= \varepsilon_{AH} = 1,843 \cdot 10^{-4}, \\ \varepsilon_B &= \varepsilon_{BH} = -1,167 \cdot 10^{-4}, \\ \varepsilon_D &= \varepsilon_{DH} = -3,168 \cdot 10^{-4}.\end{aligned}$$

Siły rozciągające przypisane odpowiednim fragmentom szerokości taśmy wyniosą:
– dla krążnika lewego według (3.51)

$$\begin{aligned}S_{t1} &= S \cdot \frac{l_{t1}}{B} + \frac{1}{2} \cdot E_d \cdot (\varepsilon_C + \varepsilon_A) \cdot l_{t1} \\ &= 130000 \cdot \frac{0,565}{2,25} + \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 10^6 \cdot (3,8352 \cdot 10^{-4} + 1,834 \cdot 10^{-4}) \cdot 0,565 = 56666 \text{ N},\end{aligned}$$

– dla krążnika środkowego według (3.52)

$$\begin{aligned}S_{tm} &= S \cdot \frac{l_m}{B} + \frac{1}{2} \cdot E_d \cdot (\varepsilon_A + \varepsilon_B) \cdot l_m \\ &= 130000 \cdot \frac{0,82}{2,25} + \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 10^6 \cdot (1,835 \cdot 10^{-4} - 1,167 \cdot 10^{-4}) \cdot 0,82 = 51480 \text{ N},\end{aligned}$$

– dla krążnika prawego według (3.53)

$$\begin{aligned}S_{t2} &= S \cdot \frac{l_{t2}}{B} + \frac{1}{2} \cdot E_d \cdot (\varepsilon_B + \varepsilon_D) \cdot l_{t2} \\ &= 130000 \cdot \frac{0,865}{2,25} + \frac{1}{2} \cdot 150 \cdot 10^6 \cdot (-1,167 \cdot 10^{-4} - 3,168 \cdot 10^{-4}) \cdot 0,865 = 21854 \text{ N}.\end{aligned}$$

Reakcje działania taśmy na poszczególne krążniki wywołane krzywizną trasy zgodnie z równaniami (3.56)–(3.58) wyniosą:

$$R_{k1} = l_g \cdot (S_{t1} - l_{t1} \cdot m_t \cdot v_t^2) \cdot \left[\frac{\cos(\lambda - \gamma)}{r_V} - \frac{\sin(\lambda - \gamma)}{r_H} \right]$$

$$= 1,0 \cdot (130000 - 0,565 \cdot 45,4 \cdot 5,25) \cdot \frac{-\sin(0,68)}{2500} = -14,5 \text{ N},$$

$$R_{km} = l_g \cdot (S_{tm} - l_{tm} \cdot m_t \cdot v_t^2) \cdot \left[\frac{\cos \gamma}{r_V} + \frac{\sin \gamma}{r_H} \right]$$

$$= 1,0 \cdot (130000 - 0,82 \cdot 45,4 \cdot 5,25) \cdot \frac{\sin(0,105)}{2500} = 2,1 \text{ N},$$

$$R_{k2} = l_g \cdot (S_{t2} - l_{t2} \cdot m_t \cdot v_t^2) \cdot \left[\frac{\cos(\lambda + \gamma)}{r_V} + \frac{\sin(\lambda + \gamma)}{r_H} \right]$$

$$= 1,0 \cdot (130000 - 0,865 \cdot 45,4 \cdot 5,25) \cdot \frac{\sin(0,89)}{2500} = 6,5 \text{ N}.$$

Po dodaniu składowych otrzymano wypadkowe reakcje na krążnikach:

$$R_1 = R_{t1} + R_{k1} = 226,8 - 14,1 = 212,7 \text{ N},$$

$$R_m = R_{tm} + R_{km} = 460,5 + 2,1 = 462,6 \text{ N},$$

$$R_2 = R_{t2} + R_{k2} = 347,2 + 6,5 = 353,7 \text{ N}.$$

Podczas analizy zależności oraz otrzymanych wyników obliczeń można zauważyć, że w przypadku małych promieni krzywizn trasy (dla $r_H < 2000$ m) ujemna co do wartości składowa R_{k1} może spowodować ujemną reakcję wypadkową na krążniku zewnętrznym R_1 . Wystąpi wtedy tzw. lokalna utrata stabilności taśmy. Przedstawiony przykład obliczeń uwzględnił tylko krzywiznę poziomą trasy. Jeżeli analizowana będzie krzywizna przestrzenna, to analogiczny cykl obliczeń należy przeprowadzić dla odkształceń i sił wywołanych drugą składową r_V o skończonej wartości. Wówczas w wyniku superpozycji reakcje na krążnikach będą wypadkową reakcji statycznej i dwóch składowych od dwóch krzywizn trasy r_H i r_V .

Przykład 2

Wyznaczyć reakcje działania taśmy na krążniki w ciągnie górnym przenośnika rurowego o średnicy nominalnej $D_R = 0,35$ m dla następujących danych:

- zastosowana taśma ma szerokość $B = 1,2$ m, grubość całkowitą $h_t = 0,013$ m, masę własną $m_t = 12,8$ kg/m² oraz sztywność poprzeczną (mierzoną wskaźnikiem) $h/B = 0,28$;
- ciągnie górne przenośnika podpierane jest zestawami z rozstawem $l_g = 1,6$ m; prędkość taśmy $v_t = 2,5$ m/s;
- łuk przestrzenny trasy przenośnika ma dwie składowe $r_H = 258$ m oraz $r_V = 378$ m, a siła w taśmie na łuku wynosi $S = 80$ kN.

Siła ciężkości odcinka taśmy przypadająca na jeden zestaw krążnikowy

$$F_G = m_t \cdot B \cdot g \cdot l_g = (12,8)^2 \cdot 1,2 \cdot 9,81 \cdot 1,6 = 241 \text{ N}.$$

Siła formująca kształt rurowy ciągną obliczona z zależności empirycznej (3.20)

$$F_x = g \cdot B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \left[2,205 + 0,915 \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) \right] = F_G \cdot \left[2,205 + 0,915 \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{h}{B}\right) \right]$$

$$= 241 \cdot [2,205 + 0,915 \cdot \cos(2\pi \cdot 0,28)] = 490 \text{ N.}$$

W przypadku zestawu sześciokrążnikowego (rys. 3.3c) reakcje statyczne zgodnie z (3.23) wyniosą:

$$R_{t1} = R_{t2} = R_{t6} = \frac{2}{3} \cdot F_x + \frac{1}{2} \cdot F_G = \frac{2}{3} \cdot 490 + \frac{1}{2} \cdot 241 = 447 \text{ N,}$$

$$R_{t3} = R_{t4} = R_{t5} = \frac{2}{3} \cdot F_x = \frac{2}{3} \cdot 490 = 327 \text{ N.}$$

Na łuku przestrzennym, będącym kombinacją dwóch krzywizn składowych $r_H = 258 \text{ m}$ i $r_V = 378 \text{ m}$ pojawiają się dwie siły wypadkowe skierowane do środka krzywizn oraz odpowiednie dwie siły odśrodkowe. Wypadkowe siły na łuku przestrzennym zgodnie z (3.82) i (3.83) wyniosą:

– siła od krzywizny pionowej

$$S_V = S \cdot \frac{l_g}{r_V} - B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \frac{v_t^2}{r_V} = 80000 \cdot \frac{1,6}{258} - 1,2 \cdot 1,6 \cdot 12,8 \cdot \frac{(2,5)^2}{258} = 495 \text{ N,}$$

– siła dla krzywizny poziomej

$$S_H = S \cdot \frac{l_g}{r_H} - B \cdot m_t \cdot l_g \cdot \frac{v_t^2}{r_H} = 80000 \cdot \frac{1,6}{378} - 1,2 \cdot 1,6 \cdot 12,8 \cdot \frac{(2,5)^2}{378} = 337 \text{ N.}$$

Zgodnie z zasadą superpozycji (3.84) reakcje na poszczególnych krążnikach wywołane krzywizną trasy wynoszą $R_{ki} = C_{iV} \cdot S_V + C_{iH} \cdot S_H$, przy czym dla zestawu sześciokrążnikowego współczynniki obliczeniowe C_{iV} oraz C_{iH} będą miały wartości:

$$C_{1V} = C_{2V} = C_{6V} = 0,5,$$

$$C_{3V} = C_{4V} = C_{5V} = 0,$$

$$C_{1H} = C_{4H} = C_{5H} = C_{6H} = 0,$$

$$C_{2H} = C_{3H} = \frac{1}{2} \cdot \cos(\pi/6) = 0,433.$$

Poszczególne składowe reakcje będą więc:

$$R_{k1} = C_{1V} \cdot S_V + C_{1H} \cdot S_H = 0,5 \cdot 495 = 247 \text{ N,}$$

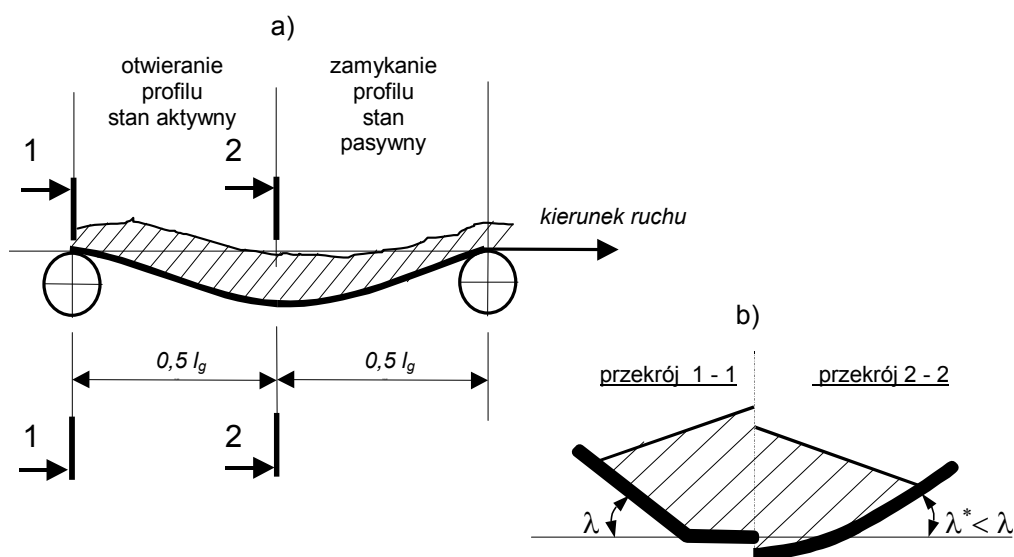
$$R_{k2} = C_{2V} \cdot S_V + C_{2H} \cdot S_H = 0,5 \cdot 495 + 0,433 \cdot 337 = 393 \text{ N,}$$

$$R_{k3} = C_{3V} \cdot S_V + C_{3H} \cdot S_H = 0,433 \cdot 337 = 146 \text{ N,}$$

$$R_{k4} = C_{4V} \cdot S_V + C_{4H} \cdot S_H = 0.$$

3.3. Reakcje na krążnikach wywołane działaniem urobku

Urobek transportowany na taśmie przenośnika nieckowego lub rurowego jest ośrodkiem częściowo rozdrobnionym i uprzednio odspojonym od calizny, w związku z tym może być traktowany jako ośrodek sypki [13, 46]. W wyniku wymuszeń kinematycznych związanych z falowaniem urobku na taśmie naprężenia wewnątrz strugi urobku oraz siły tarcia między cząsteczkami urobku osiągają wartości graniczne. Po zanalizowaniu ruchu ustalonego ciągu górnego między dwiema kolejnymi podporami krążnikowymi można wyróżnić dwie charakterystyczne fazy ruchu (rys. 3.12).



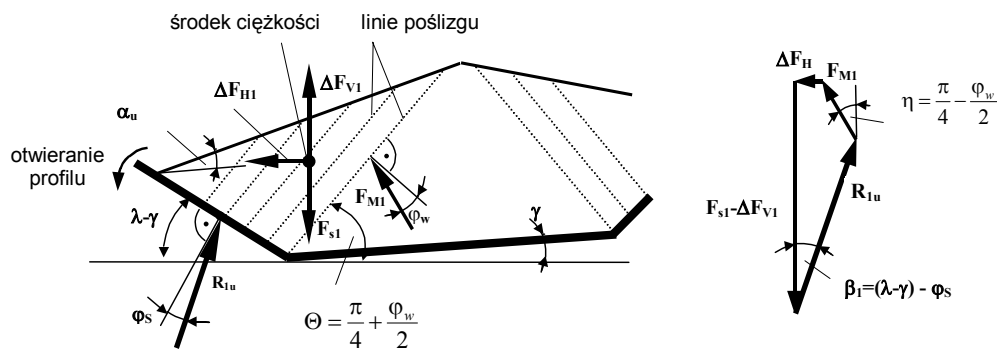
Rys. 3.12. Schematyczny podział na strefy ruchu taśmy i urobku pomiędzy podporami krążnikowymi:
a) w przekroju podłużnym wzdłuż osi taśmy, b) w przekroju poprzecznym

W pierwszej fazie, po minięciu zestawu krążnikowego, taśma ugina się w dół i jednocześnie boczne części niecki taśmy pod działaniem urobku rozchylają się na boki. Niewielkim zmianom ulega kształt strugi urobku i przekrój poprzeczny taśmy. Ta faza ruchu kończy się mniej więcej na środku odcinka l_g i dalej rozpoczyna się ruch powrotny taśmy wraz z urobkiem do kształtu wyjściowego, wymuszane przez następny zestaw krążnikowy. W pierwszej fazie ruchu w obszarze $0 \div 0,5 \cdot l_g$ urobek, będąc w stanie aktywnym, działa na taśmę, natomiast w drugiej fazie w obszarze $0,5 \cdot l_g \div l_g$ pojawia się odwrotny kierunek wzajemnych oddziaływań, ponieważ urobek przechodzi w stan pasywny. W związku z tym każdy zestaw jest krążnikowy obciążony dwoma odcinkami długości $0,5 \cdot l_g$. Pierwszy odcinek niesie strugę urobku w stanie aktywnym, a drugi strugę urobku w stanie pasywnym. Przyjmuje się równomierne rozłożenie urobku na długości l_g .

Odpowiednio do stanu urobku zmieniają się warunki tarcia wewnętrznego oraz kierunki sił tarcia między taśmą i urobkiem. W wyniku tego zmieniają się siły wzajemnego oddziaływania między taśmą i urobkiem, co wpływa na wielkość reakcji na krążnikach. Na rysunku 3.13 przedstawiono układ sił działających na część strugi urobku znajdującą się nad krążnikiem bocznym. Strefę oddziaływania urobku na krążnik boczny oddziela od strefy krążnika środkowego linia poślizgu wychodząca z punktu zgięcia poprzecznego taśmy. W stanie aktywnym, zgodnie z zasadami mechaniki ośrodków sypkich, powierzchnie poślizgu wewnątrz urobku, w tym także linia poślizgu określająca analizowaną część strugi urobku nad krążnikiem środkowym, nachylone są do poziomu pod kątem

$$\Theta = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_w}{2}, \quad (3.103)$$

gdzie φ_w – kąt tarcia wewnętrznego urobku, rad.

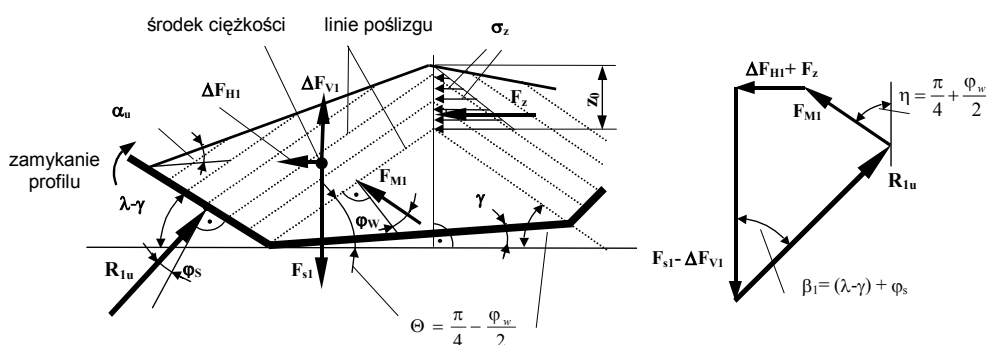


Rys. 3.13. Układ sił w obszarze strugi urobku obciążającym krążnik boczny w stanie aktywnym urobku

Takiemu nachyleniu powierzchni poślizgu towarzyszy otwieranie się profilu niecki (niewielkie zmniejszanie się kąta λ zgodnie z rys. 3.12a), co powoduje zsuwanie się w dół bocznej części urobku po powierzchni taśmy i na powierzchniach poślizgu względem pozostałej części urobku. Tym przemieszczeniom przeciwdziałają siły tarcia. Efektem tego jest wychylenie wektora reakcji R_{1u} o kąt tarcia φ_s (kąt tarcia urobek–taśma – do obliczeń można przyjąć $\varphi_s = 0,26$ rad) oraz wektora F_{M1} o wartość kąta tarcia wewnętrznego urobku φ_w (tab. 4.5). Wektory sił pokazane na rys. 3.13 (R_{1u} , F_{M1} , ΔF_M itd.), jak i analogiczne wektory w dalszych rozważaniach, są to siły jednostkowe odniesione do jednostki długości ciężna, a zatem mają wymiar niuton na metr (N/m).

W stanie pasywnym (rys. 3.14) zmienia się nachylenie linii poślizgu

$$\Theta = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_w}{2}. \quad (3.104)$$



Rys. 3.14. Układ sił działających na fragment strugi urobku znajdującej się nad krążnikiem środkowym w stanie pasywnym

W odróżnieniu od stanu aktywnego, w stanie pasywnym taśma działa na urobek, powodując powrót profilu niecki do wyjściowego kąta λ (zamykanie profilu niecki). Zmianie ulega kierunek wzajemnych przemieszczeń na powierzchni kontaktu urobku z taśmą oraz na powierzchniach poślizgu między cząsteczkami urobku. Przeciwnie do kierunku przemieszczeń wychylone są wektory sił R_{1u} i F_{M1} (rys. 3.14). W niektórych przypadkach (przy dużych kątach tarcia wewnętrznego urobku φ_w) linie poślizgu lewej i prawej części mogą się krzyżować wewnątrz strugi urobku i wtedy przeciwległe fragmenty strugi urobku działają na siebie wzajemnie z siłą F_z . Siła ta jest wypadkową z poziomych naprężeń wewnętrznych σ_z , które narastają liniowo w głąb urobku (rys. 3.14). W stanie pasywnym składowa pozioma naprężeń głównych w urobku

$$\sigma_z = \rho \cdot g \cdot z \cdot \operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_w}{2}\right), \quad (3.105)$$

gdzie:

ρ – gęstość usypowa urobku, kg/m^3 ,

z – współrzędna pionowa, m,

φ_w – kąt tarcia wewnętrznego urobku (patrz tab. 4.5), rad;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 .

Po scałkowaniu wyrażenia (3.105) w obszarze od 0 do z_0 (rys. 3.14) otrzymuje się jednostkową siłę wypadkową (siłę przypadającą na jednostkę długości ciągu)

$$F_z = \int_0^{z_0} \sigma_z \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot z_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_w}{2}\right), \quad (3.106)$$

gdzie z_0 – wynikająca z warunków geometrycznych (rys. 3.14) głębokość wzajemnego oddziaływania bocznych części strugi urobku (w przypadku krzyżowania się linii poślizgu poza obszarem przekroju poprzecznego $z_0 = 0$ i wtedy $F_z = 0$).

Rozpatrywany jest ogólny przypadek równowagi sił jednostkowych działających na wydzieloną część strugi urobku. Na rysunkach 3.13 i 3.14 zaznaczono dynamiczny

kąt naturalnego usypu α_u , który dla większości materiałów sypkich transportowanych przenośnikami taśmowymi wynosi około 0,26 rad (15°), ale do obliczeń można przyjmując inną wartość. Rozważania dotyczą również odcinków krzywoliniowych trasy, gdzie zestaw krążnikowy może być wychylony z płaszczyzny poziomej o kąt γ . Na każdym odcinku z krzywizną przestrzenną o promieniach składowych r_H i r_V , oprócz jednostkowej siły ciężkości F_{s1} , działają jednostkowe siły odśrodkowe (rys. 3.13 i 3.14)

$$\Delta F_{H1} = \frac{F_{s1}}{g} \cdot \frac{v_t^2}{r_H}, \quad (3.107)$$

$$\Delta F_{V1} = \frac{F_{s1}}{g} \cdot \frac{v_t^2}{r_V}. \quad (3.108)$$

Jeżeli rozpatrywany jest prostoliniowy odcinek trasy lub odcinek z krzywizną w jednej płaszczyźnie, to odwrotność odpowiedniego promienia dąży do 0 i w równaniach znikają człony opisujące jednostkowe siły odśrodkowe. Niezależnie od stanu urobku równowagę sił jednostkowych działających na wydzieloną część strugi urobku obciążającą krążnik boczny opisują dwa równania (zgodnie z planami sił na rys. 3.13 i 3.14)

$$F_{s1} - \Delta F_{V1} = R_{1u} \cdot \cos \beta_1 + F_{M1} \cdot \cos \eta, \quad (3.109)$$

$$R_{1u} \cdot \sin \beta_1 = F_z + \Delta F_{H1} + F_{M1} \cdot \sin \eta. \quad (3.110)$$

Z równań tych wyznacza się wypadkową reakcję jednostkową na bocznej części niecki

$$R_{1u} = F_{s1} \cdot \left(1 - \frac{v_t^2}{g \cdot r_V} \right) \cdot \frac{\sin \eta}{\sin(\beta_1 + \eta)} + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot z_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \eta + F_{s1} \cdot \frac{v_t^2}{g \cdot r_H} \right) \cdot \cos \eta \cdot \cos \varphi_s, \quad (3.111)$$

gdzie charakterystyczne kąty wynoszą:

$$\eta = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_w}{2} \quad \text{dla stanu aktywnego (rys. 3.13),} \quad (3.112)$$

$$\eta = \frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_w}{2} \quad \text{dla stanu pasywnego (rys. 3.14)}$$

oraz:

$$\beta_1 = (\lambda - \gamma) - \varphi_s \quad \text{dla stanu aktywnego (rys. 3.13),} \quad (3.113)$$

$$\beta_1 = (\lambda - \gamma) + \varphi_s \quad \text{dla stanu pasywnego (rys. 3.14).}$$

Po uwzględnieniu kąta wychylenia wektora R_{1u} otrzymuje się wartość składowej normalnej do osi krążnika (w przeliczeniu na jednostkę długości cięgna górnego):

$$R_{N1} = R_{1u} \cdot \cos \varphi_s = F_{s1} \cdot \left(1 - \frac{v_t^2}{g \cdot r_V} \right) \cdot \frac{\sin \eta \cdot \cos \varphi_s}{\sin(\beta_1 + \eta)} + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot z_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \eta + F_{s1} \cdot \frac{v_t^2}{g \cdot r_H} \right) \cdot \cos \eta \cdot \cos \varphi_s. \quad (3.114)$$

Analogiczne rozważania można przeprowadzić dla krążnika prawego. Należy przy tym uwzględnić zmianę kąta nachylenia krążnika, co powoduje, że kąt nachylenia wektora R_{2u} wyniesie:

$$\beta_2 = (\lambda + \gamma) - \varphi_s \quad \text{w stanie aktywnym,} \quad (3.115)$$

$$\beta_2 = (\lambda + \gamma) + \varphi_s \quad \text{w stanie pasywnym.}$$

Z układu równań:

$$F_{s2} - \Delta F_{V2} = R_{2u} \cdot \cos \beta_2 + F_{M2} \cdot \cos \eta, \quad (3.116)$$

$$R_{2u} \cdot \sin \beta_2 = F_z - \Delta F_{H2} + F_{M2} \cdot \sin \eta, \quad (3.117)$$

wraz z podstawieniami:

$$\Delta F_{H2} = \frac{F_{s2}}{g} \cdot \frac{v_t^2}{r_H}, \quad (3.118)$$

$$\Delta F_{V2} = \frac{F_{s2}}{g} \cdot \frac{v_t^2}{r_V}, \quad (3.119)$$

wyznacza się jednostkową reakcję normalną na prawym bocznym krążniku

$$R_{N2} = R_{2u} \cdot \cos \varphi_s = F_{s2} \cdot \left(1 - \frac{v_t^2}{g \cdot r_V} \right) \cdot \frac{\sin \eta \cdot \cos \varphi_s}{\sin(\beta_2 + \eta)} + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot z_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \eta - F_{s2} \cdot \frac{v_t^2}{g \cdot r_H} \right) \cdot \cos \eta \cdot \cos \varphi_s. \quad (3.120)$$

Na krążniku środkowym, ustawionym pod kątem γ , pojawia się reakcja w postaci jednostkowej siły normalnej R_{uN} .

Na strugę urobku leżącą nad tym krążnikiem, oprócz jednostkowej siły ciężkości F_m , działają dwie jednostkowe siły odśrodkowe:

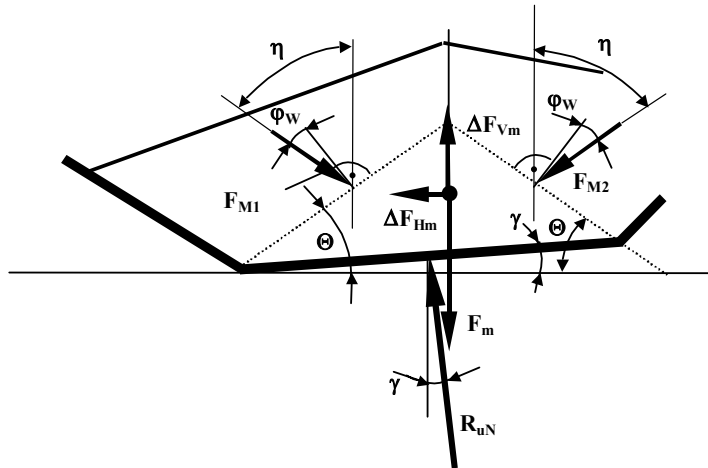
$$\Delta F_{Vm} = \frac{F_m}{g} \cdot \frac{v_t^2}{r_V}, \quad (3.121)$$

$$\Delta F_{Hm} = \frac{F_m}{g} \cdot \frac{v_t^2}{r_H} \quad (3.122)$$

oraz dwie reakcje lewej i prawej części urobku:

$$F_{M1} = F_{s1} \cdot \left(1 - \frac{v_t^2}{g \cdot r_V}\right) \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_1 + \eta)} + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot z_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \eta + F_{s1} \cdot \frac{v_t^2}{g \cdot r_H}\right) \cdot \frac{\cos \eta \cdot \sin \beta_1 - 1}{\sin \eta}, \quad (3.123)$$

$$F_{M2} = F_{s2} \cdot \left(1 - \frac{v_t^2}{g \cdot r_V}\right) \cdot \frac{\sin \beta_2}{\sin(\beta_2 + \eta)} + \left(\frac{1}{2} \rho \cdot g \cdot z_0^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \eta - F_{s2} \cdot \frac{v_t^2}{g \cdot r_H}\right) \cdot \frac{\cos \eta \cdot \sin \beta_2 - 1}{\sin \eta}. \quad (3.124)$$



Rys. 3.15. Układ sił w środkowej części strugi urobku

Równanie równowagi sił na kierunku normalnym do osi krążnika środkowego ma postać

$$R_{uN} \cdot \cos \gamma = F_m - \Delta F_{Vm} + F_{M1} \cdot \cos \eta + F_{M2} \cdot \cos \eta. \quad (3.125)$$

Jednostkowa siła działania urobku na taśmę w strefie krążnika środkowego R_{uN} (rys. 3.15) jest prostopadła do tworzącej krążnika, a zatem jednostkowa siła normalna na tym krążniku

$$R_{Nm} = R_{uN} = F_m \cdot \frac{\left(1 - \frac{v_t^2}{g \cdot r_V}\right)}{\cos \gamma} + (F_{M1} + F_{M2}) \cdot \frac{\cos \eta}{\cos \gamma}. \quad (3.126)$$

Zgodnie z przedstawionym algorytmem jednostkowe reakcje normalne R_{N1} , R_{N2} oraz R_{Nm} wyznacza się oddzielnie dla stanu aktywnego i stanu pasywnego urobku. Ponieważ każdy zestaw krążnikowy podpira odcinek cięgna o długości l_g , przy czym w połowie (przed zestawem krążnikowym) jest on obciążony urobkiem w stanie pasywnym, a w połowie (za zestawem krążnikowym) urobkiem w stanie aktywnym, reakcja na każdym krążniku będzie więc wartością średnią. Po pomnożeniu średnich sił jednostkowych przez długość rozstawu krążnikowego w cięgnię górnym l_g otrzymuje się szukane reakcje normalne na krążnikach wywołane działaniem urobku

$$R_{u1} = l_g \cdot \frac{(R_{N1})_a + (R_{N1})_p}{2}, \quad (3.127)$$

$$R_{u2} = l_g \cdot \frac{(R_{N2})_a + (R_{N2})_p}{2}, \quad (3.128)$$

$$R_{um} = l_g \cdot \frac{(R_{Nm})_a + (R_{Nm})_p}{2}. \quad (3.129)$$

Jednostkowe siły ciężkości wydzielonych fragmentów strugi urobku są proporcjonalne do przekrojów poprzecznych części składowych, czyli:

$$\begin{aligned} F_{s1} &= A_{s1} \cdot \rho \cdot g, \\ F_{s2} &= A_{s2} \cdot \rho \cdot g, \\ F_m &= A_m \cdot \rho \cdot g. \end{aligned} \quad (3.130)$$

W dowolnym przypadku załadowania taśmy urobkiem musi być spełniony warunek

$$A = A_{s1} + A_m + A_{s2}, \quad (3.131)$$

w którym A – chwilowy przekrój strugi urobku, m^2 .

W warunkach zmiennej strugi urobku oraz przy zbieganiu bocznym, występującym zawsze na łukach z krzywizną poziomą (dla $r_H \neq 0$), o wartości przekrojów składowych A_{s1} , A_{s2} i A_m decyduje chwilowe ułożenie taśmy na zestawie krążnikowym. Podczas wyznaczania tych przekrojów analizowane są warunki geometryczne przedstawione na rysunku 3.16. W zależności od rozmieszczenia punktów charakterystycznych C , S , M i E rozpatrywane są różne przypadki. Najbardziej typowy podział prze-

kroju poprzecznego strugi urobku na przekroje cząstkowe przedstawiono na rysunku 3.16a. Boczne przekroje A_{s1} i A_{s2} są wtedy trójkątami GOC i BHE . Układ taki typowy jest dla wypełnienia taśmy urobkiem zbliżonego do załadowania nominalnego (dla $k_z \approx 1$) oraz przy niewielkim zbieganiu bocznym taśmy i urobku. Na krzywoliniowych odcinkach trasy bardziej typowe są ułożenia przedstawione na rysunkach 3.16b i 3.16c. W stanie pasywnym urobku o dużym kącie tarcia wewnętrznej linii poślizgu mają niewielki kąt nachylenia Θ i mogą zaistnieć układy przedstawione na rysunkach 3.16d lub 3.16e.

Przyjmując układ współrzędnych w punkcie O (zgodnie z rys. 3.16), można analitycznie określić położenie wszystkich pozostałych punktów charakterystycznych.

Współrzędne punktu G :

$$\begin{aligned}x_G &= -l_{s1} \cdot \cos(\lambda - \gamma), \\y_G &= l_{s1} \cdot \sin(\lambda - \gamma).\end{aligned}\quad (3.132)$$

Współrzędne punktu B :

$$\begin{aligned}x_B &= l_m \cdot \cos \gamma, \\y_B &= l_m \cdot \sin \gamma.\end{aligned}\quad (3.133)$$

Współrzędne punktu H :

$$\begin{aligned}x_H &= l_m \cdot \cos \gamma + l_{s2} \cdot \cos(\lambda + \gamma), \\y_H &= l_m \cdot \sin \gamma + l_{s2} \cdot \sin(\lambda + \gamma).\end{aligned}\quad (3.134)$$

Współrzędne punktu S , będącego punktem przecięcia linii poślizgu wychodzących z punktów O i B :

$$y_S = \frac{x_B \cdot \operatorname{tg} \Theta + y_B \cdot \operatorname{tg}^2 \Theta}{1 + \operatorname{tg}^2 \Theta}, \quad (3.135)$$

$$x_S = y_S \cdot \operatorname{tg} \Theta,$$

gdzie Θ – kąt nachylenia linii poślizgu w zależności od stanu granicznego urobku wyznaczany z równania (3.103) lub (3.104).

Współrzędne punktu C :

$$x_C = \frac{y_G - x_G \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u + \gamma)}{\operatorname{tg} \Theta - \operatorname{tg}(\alpha_u + \gamma)}, \quad (3.136)$$

$$y_C = x_C \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u + \gamma),$$

gdzie α_u – dynamiczny kąt naturalnego usypu transportowanego urobku (dla większości ośrodków sypkich $\alpha_u = 0,262$ rad (15°)).

Współrzędne punktu D :

$$x_D = \frac{y_H - x_H \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u - \gamma)}{\operatorname{tg} \Theta + \operatorname{tg}(\alpha_u - \gamma)}, \quad (3.137)$$

$$y_D = x_D \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u - \gamma).$$

Współrzędne punktu E :

$$x_E = \frac{l_m \cdot (\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \Theta) - y_H - x_H \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u - \gamma)}{\operatorname{tg} \Theta - \operatorname{tg}(\alpha_u - \gamma)}, \quad (3.138)$$

$$y_E = y_H - (x_E - x_H) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u - \gamma).$$

Współrzędne punktu A :

$$x_A = \frac{l_m \cdot (\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \Theta) - y_G + x_G \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u + \gamma)}{\operatorname{tg} \Theta + \operatorname{tg}(\alpha_u + \gamma)}, \quad (3.139)$$

$$y_A = y_G + (x_A - x_G) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u + \gamma).$$

Współrzędne punktu M :

$$y_M = \frac{1}{2} \cdot l_m \cdot (\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \Theta), \quad (3.140)$$

$$x_M = \frac{y_M}{\operatorname{tg} \Theta}.$$

Gdy punkt S znajduje się w obszarze przekroju poprzecznego (rys. 3.16d i e) wyznacza się parametr z_0 , który jest długością pionowej linii oddziaływania przeciwnych przekrojów A_{s1} i A_{s2} . Wtedy niezbędne jest wyznaczenie współrzędnych pionowych punktów P i L :

$$\begin{aligned} y_P &= y_H + (x_H - x_S) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u - \gamma), \\ x_P &= y_G + (x_S - x_G) \cdot \operatorname{tg}(\alpha_u + \gamma) \end{aligned} \quad (3.141)$$

oraz długości odcinków l_{SP} i l_{SL} :

$$\begin{aligned} l_{SP} &= y_P - y_S, \\ l_{SL} &= y_L - y_S. \end{aligned} \quad (3.142)$$

W dalszych obliczeniach parametr z_0 przyjmuje długość krótszego odcinka, czyli

$$z_0 = \min\langle l_{SP}, l_{SL} \rangle. \quad (3.143)$$

Jeżeli punkt S znajduje się poza polem przekroju A (rys. 3.16a, b, c), to należy przyjąć $z_0 = 0$.

W każdym z przypadków przedstawionych na rysunku 3.16 obowiązuje inny algorytm wyznaczania przekrojów składowych. Dla $z_0 = 0$, $x_C \leq x_M$ oraz $x_E \geq x_M$, co odpowiada warunkom geometrycznym przedstawionym na rysunku 3.16a, boczne powierzchnie są trójkątami GOC i HBE , a zatem obliczenia są następujące:

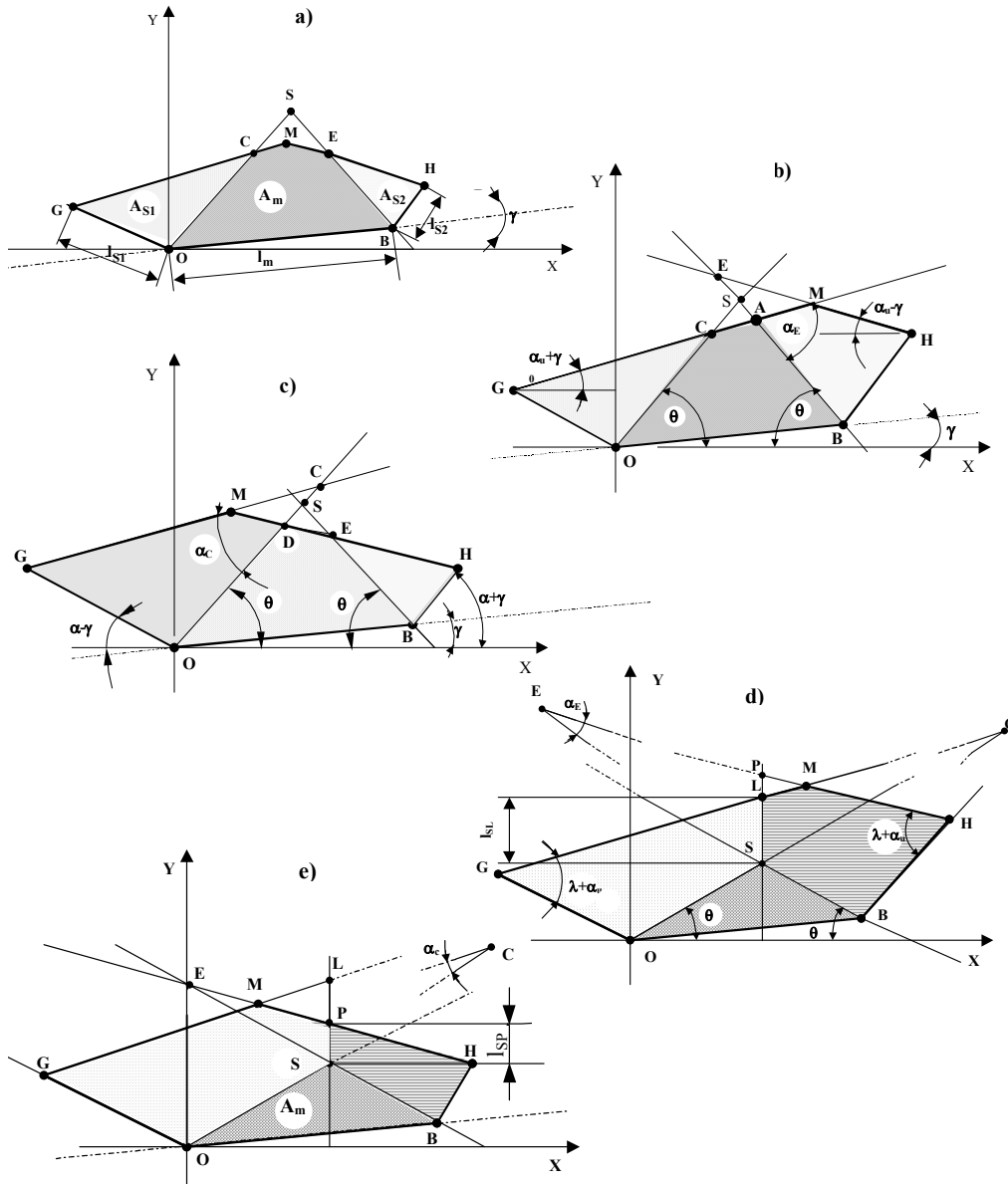
$$l_{GC} = \sqrt{(x_C - x_G)^2 + (y_C - y_G)^2}, \quad (3.144)$$

$$l_{EH} = \sqrt{(x_E - x_H)^2 + (y_E - y_H)^2}, \quad (3.145)$$

$$A_{s1} = \frac{1}{2} \cdot l_{GC} \cdot l_{s1} \cdot \sin(\lambda + \alpha_u), \quad (3.146)$$

$$A_{s2} = \frac{1}{2} \cdot l_{EH} \cdot l_{s2} \cdot \sin(\lambda + \alpha_u), \quad (3.147)$$

$$A_m = A - A_{s1} - A_{s2}. \quad (3.148)$$



Rys. 3.16. Przekroje poprzeczne strugi urobku dla różnych przypadków załadowania

Dla układu przedstawionego na rysunku 3.16b $z_0 = 0$, $x_C \leq x_M$ oraz $x_E > x_M$ powierzchnia A_{s1} pozostaje trójkątem GOC i jest wyznaczana z zależności (3.146), natomiast powierzchnia A_{s2} jest czworokątem $BHMA$, którego powierzchnię można wyznaczyć jako różnicę powierzchni trójkątów EBH i EAM , dlatego obowiązują następujące zależności:

$$l_{EA} = \sqrt{(x_E - x_A)^2 + (y_E - y_A)^2}, \quad (3.149)$$

$$l_{EM} = \sqrt{(x_E - x_M)^2 + (y_E - y_M)^2}. \quad (3.150)$$

Kąt między ramionami trójkątów o wierzchołku E

$$\alpha_E = \Theta + \gamma - \alpha_u, \quad (3.151)$$

czyli

$$A_{s2} = \frac{1}{2} \cdot l_{EH} \cdot l_{s2} \cdot \sin(\lambda + \alpha_u) - \frac{1}{2} \cdot l_{EA} \cdot l_{EM} \cdot \sin \alpha_E. \quad (3.152)$$

Układ geometryczny przedstawiony na rysunku 3.16c jest odwróceniem układu z rysunku 3.16b. Powierzchnia A_{s2} jest tutaj trójkątem HBE i jest określona zależnością (3.147), powierzchnia A_{s1} jest natomiast wyznaczana z różnicy powierzchni trójkątów CGO i CMD . Ramiona mniejszego trójkąta CMD mają długość:

$$l_{CM} = \sqrt{(x_C - x_M)^2 + (y_C - y_M)^2}, \quad (3.153)$$

$$l_{CD} = \sqrt{(x_C - x_D)^2 + (y_C - y_D)^2}, \quad (3.154)$$

natomiast kąt wierzchołkowy

$$\alpha_C = \Theta - \gamma - \alpha_u, \quad (3.155)$$

stąd pole powierzchni A_{s1}

$$A_{s1} = \frac{1}{2} \cdot l_{GC} \cdot l_{s1} \cdot \sin(\lambda + \alpha_u) - \frac{1}{2} \cdot l_{CM} \cdot l_{CD} \cdot \sin \alpha_C. \quad (3.156)$$

Dwa ostatnie przykłady przedstawione na rysunkach 3.16d i e charakteryzują się tym, że pole powierzchni nad środkowym krążnikiem jest trójkątem OSB

$$A_m = \frac{1}{2} \cdot l_m^2 \cdot \frac{\operatorname{tg}(\Theta - \gamma) \cdot \operatorname{tg}(\Theta + \gamma)}{\operatorname{tg}(\Theta - \gamma) + \operatorname{tg}(\Theta + \gamma)}. \quad (3.157)$$

W obu przypadkach parametr $z_0 \neq 0$ i jest wyznaczany z zależności (1.143). Dla układu opisanego rysunkiem 3.16d obowiązuje nierówność: $y_P > y_L$, a zatem $z_0 = l_{SL}$, wówczas:

$$l_{CL} = \sqrt{(x_C - x_L)^2 + (y_C - y_L)^2}, \quad (3.158)$$

$$l_{CS} = \sqrt{(x_C - x_S)^2 + (y_C - y_S)^2}, \quad (3.159)$$

$$\alpha_C = \Theta - \gamma - \alpha_u, \quad (3.160)$$

$$A_{s1} = \frac{1}{2} \cdot l_{GC} \cdot l_{s1} \cdot \sin(\lambda + \alpha_u) - \frac{1}{2} \cdot l_{CL} \cdot l_{CS} \cdot \sin \alpha_C, \quad (3.161)$$

$$A_{s2} = A - A_{s1} - A_m. \quad (3.162)$$

Rysunek 3.16e odpowiada układowi, gdy: $y_L > y_P$, a zatem $z_0 = l_{SP}$, czyli:

$$l_{EP} = \sqrt{(x_E - x_P)^2 + (y_E - y_P)^2}, \quad (3.163)$$

$$l_{ES} = \sqrt{(x_E - x_S)^2 + (y_E - y_S)^2}, \quad (3.164)$$

$$\alpha_E = \Theta + \gamma - \alpha_u, \quad (3.165)$$

$$A_{s2} = \frac{1}{2} \cdot l_{EH} \cdot l_{s2} \cdot \sin(\lambda + \alpha_u) - \frac{1}{2} \cdot l_{ES} \cdot l_{EP} \cdot \sin \alpha_E, \quad (3.166)$$

$$A_{s1} = A - A_{s2} - A_m. \quad (3.167)$$

Przedstawiony algorytm obliczeń reakcji na poszczególnych krążnikach dotyczy tylko sytuacji, gdy urobek znajduje się nad krążnikami bocznymi. Przy małym wypełnieniu urobek może obciążać tylko krążnik środkowy. Graniczna wartość powierzchni przekroju strugi urobku, przy której zanikają obciążenia krążników bocznych od urobku,

$$A_{gr} = \frac{1}{4} \cdot l_m^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_u. \quad (3.168)$$

Jest to przypadek załadowania taśmy, gdy struga urobku ma przekrój trójkąta równoramiennego o podstawie l_m i nachyleniu bocznych ramion pod kątem α_u . Współczynnik załadowania

$$k_z = \frac{A_{gr}}{A_{nom}}, \quad (3.169)$$

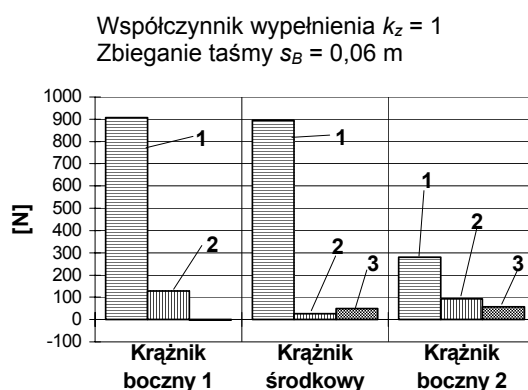
gdzie A_{nom} – przekrój nominalny według zależności (2.3) dla zestawów trójkrażnikowych.

Udział poszczególnych składowych obciążeń normalnych krążników przenośnika z trójkrażnikową nieką w ciągnie górnym przedstawiono na rysunku 3.17. Wypadkowa reakcja normalna na i -tym krążniku R_i ($i = 1$ dla krążnika lewego, $i = 2$ dla krąż-

nika prawego i $i = m$ dla krążnika środkowego) jest sumą składowych R_{ii} (oddziaływanie taśmy), R_{ki} (wpływ krzywizny przestrzennej) oraz R_{ui} (oddziaływanie urobku), a zatem:

$$\begin{aligned} R_1 &= R_{u1} + R_{t1} + R_{k1}, \\ R_m &= R_{um} + R_{tm} + R_{km}, \\ R_2 &= R_{u2} + R_{t2} + R_{k2}. \end{aligned} \quad (3.170)$$

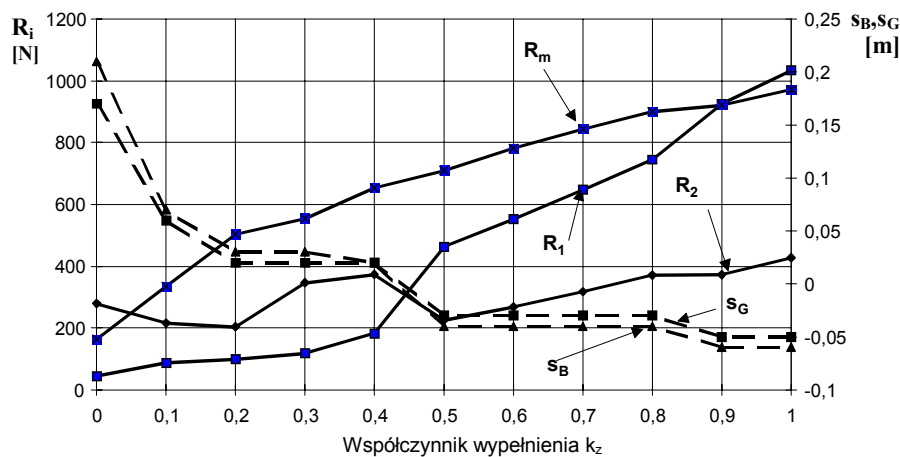
Wyniki obliczeń na diagramach dotyczą przenośnika krzywoliniowego [17, 21] o szerokości taśmy $B = 1,2$ m, transportującego nadkład o gęstości usypowej $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$ z prędkością $v_t = 5,24$ m/s.



Rys. 3.17. Składowe normalne obciążenia krążników na łuku przestrzennym trasy o promieniach składowych $r_H = 1008$ m i $r_V = 2360$ m, dla siły w taśmie $S = 230$ kN:
1 – R_{ui} oddziaływanie urobku, 2 – R_{ii} oddziaływanie taśmy, 3 – R_{ki} wpływ zakrzywienia osi taśmy

Na rysunku 3.18 przedstawiono udział poszczególnych wypadkowych obciążeń krążników w zależności od stopnia załadowania taśmy k_z . Każdemu przypadkowi załadowania odpowiada zbieganie boczne taśmy s_B oraz zbieganie boczne strugi urobku s_G . Oba parametry zbiegania przedstawiono dodatkowo na rysunku 3.18. Parametry te są wielkościami granicznymi, wyznaczonymi z warunku równowagi poprzecznej taśmy. Położenie równowagi w kierunku poprzecznym taśmy na odcinku z krzywizną poziomą (dla $1/r_H \neq 0$) wyznacza się w obliczeniach wielowariantowych, gdzie generowane są różne położenia taśmy, a następnie – po wyznaczeniu reakcji krążników – sprawdzany jest warunek równowagi. Z przedstawionego wykresu wynika, że dla załadowania poniżej $k_z = 0,4$ taśma zbiega do środka krzywizny ($s_B > 0$ i $s_G > 0$), natomiast dla $k_z > 0,4$ w kierunku przeciwnym, czyli na zewnątrz krzywizny ($s_B < 0$ i $s_G < 0$). Zagadnienia związane ze zbieganiem bocznym taśmy i warunkami równowagi cięgien w kierunku poprzecznym na krzywoliniowych odcinkach trasy przedstawiono szczegółowo w rozdziale 5. W przypadku pustej taśmy (rys. 3.17a) pojawiają się tylko dwie składowe (oddziaływanie taśmy i wpływ zakrzywienia osi taśmy),

przy czym – ze względu na zbieganie do środka krzywizny ($s_B = 0,21$ m) – prawy krążnik boczny 2 jest bardziej obciążony niż krążnik lewy 1. Taśma z urokiem, gdy $k_z = 0,7$, ze względu na siłę odśrodkową, nieznacznie zbiega na zewnątrz krzywizny ($s_B = -0,04$ m). W takich przypadkach załadowania ciężna górnego, przy dominujących obciążeniach od urobku, krążnik lewy 1 jest bardziej obciążony niż krążnik prawy (odwrotnie niż w przypadku pustej taśmy). Przy nominalnym wypełnieniu (dla $k_z = 1$), zbieganie boczne taśmy na zewnątrz krzywizny wynosi $s_B = -0,06$ m, a składowa od zakrzywienia osi taśmy ma niewielką wartość ujemną. Przy znacznych pozostałych składowych reakcja wypadkowa na tym krążniku ma jednak wartość dodatnią. Z wykresu na rysunku 3.18 wynika, że dla załadowania nominalnego krążnik zewnętrzny lewy jest obciążony w takim samym stopniu, jak krążnik środkowy zestawu.



Rys. 3.18. Zależność sił normalnych na krążnikach oraz zbiegania bocznej taśmy i urobku od stopnia załadowania taśmy (promienie krzywizn: $r_H = 1008$ m i $r_V = 2360$ m, siła w taśmie $S = 230$ kN, kąt wychylenia zestawu $\gamma = 6^\circ$, kąt wyprzedzenia krążników bocznych $\varphi_b = 1^\circ$, kąt zukosowania zestawu $\varphi_u = 1^\circ$)

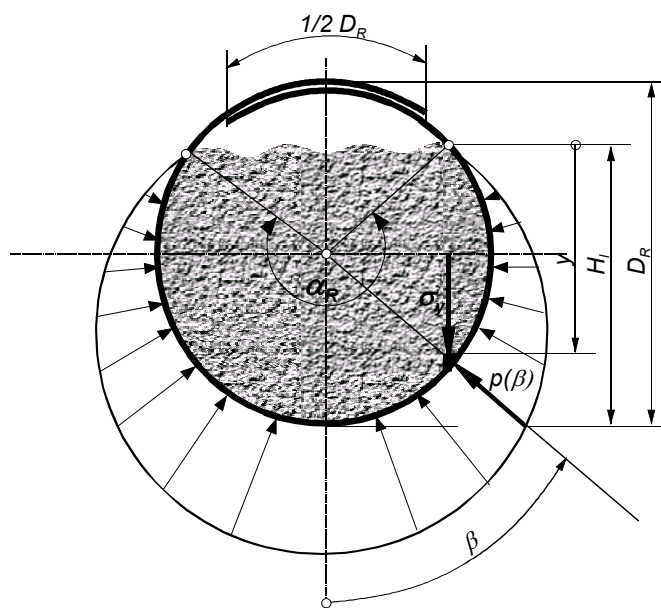
W obliczeniach przenośników rurowych obciążenia krążników w wyniku oddziaływania urobku wyznacza się na podstawie teoretycznego rozkładu ciśnień $p(\beta)$ pojawiających się w strefie kontaktu z taśmą (rys. 3.19).

W przypadku ośrodka sypkiego średnie naprężenie pionowe na głębokości y (rys. 3.19)

$$\sigma_y = \rho \cdot g \cdot y, \quad (3.171)$$

a ciśnienie promieniowe

$$p(\beta) = \sigma_y \cdot \left(\frac{1+a_0}{2} + \frac{1-a_0}{2} \cdot \cos 2\beta \right), \quad (3.172)$$



Rys. 3.19. Rozkład ciśnień w strefie kontaktu urobku z taśmą w przekroju poprzecznym ciągną górnego przenośnika rurowego

W mechanice ośrodków sypkich przy zewnętrznych wymuszeniach kinematycznych rozpatruje się dwa stany graniczne – aktywny i pasywny. W analizie obciążeń krążników rozróżnia się naprzemiennie po sobie występujące strefy stanu aktywnego i pasywnego. Do opisu stanu naprężeń w urobku stosuje się bezwymiarowy współczynnik a_0 , który jest średnią wielkością dla dwóch stanów: pasywnego i aktywnego

$$a_0 = \frac{a_a + a_p}{2} = \frac{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_w}{2}\right) + \operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_w}{2}\right)}{2}, \quad (3.173)$$

gdzie:

ρ – gęstość usypowa transportowanego urobku, kg/m^3 ;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ;

φ_w – kąt tarcia wewnętrznego urobku (tab. 4.5), rad;

y – współrzędna pionowa (wg rys. 3.19), m;

β – współrzędna kątowa (wg rys. 3.19), rad.

Współrzędna pionowa w rozpatrywanym układzie przedstawionym na rysunku 3.19

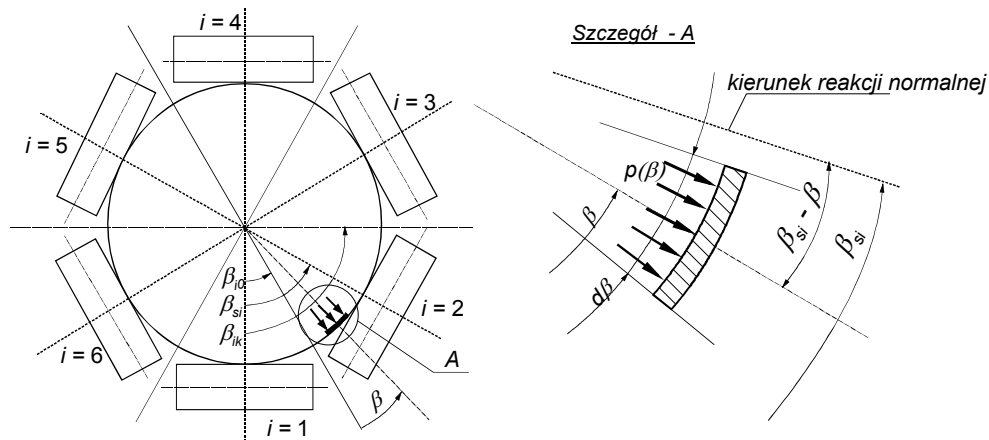
$$y = H_l - D_R \cdot \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (3.174)$$

Po uwzględnieniu wzoru na wysokość strugi urobku

$$H_l = D_R \cdot \sin^2\left(\frac{\alpha_R}{4}\right) \quad (3.175)$$

rozkład ciśnień między taśmą i urobkiem można przedstawić w następującej postaci

$$p(\beta) = \rho \cdot g \cdot D_R \cdot \left[\sin^2\left(\frac{\alpha_R}{4}\right) - \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \right] \cdot \left(\frac{1+a_0}{2} + \frac{1-a_0}{2} \cdot \cos 2\beta \right). \quad (3.176)$$



Rys. 3.20. Schemat do wyznaczania reakcji normalnej na krążniku w wyniku oddziaływania urobku

Całkując po fragmencie obwodu (tab. 3.1) rzuty wektorów ciśnienia $p(\beta)$ na kierunek normalny do osi krążnika otrzymuje się wypadkową reakcję na tym krążniku (rys. 3.20). Jednostkowa reakcja na długości l_g w obszarze kąta $d\beta$ (rys. 3.20)

$$dR_{ui} = \frac{D_R}{2} \cdot l_g \cdot p(\beta) \cdot \cos(\beta_{is} - \beta) \cdot d\beta. \quad (3.177)$$

Po uwzględnieniu rozkładu nacisków (3.176) można przejść do całki oznaczonej

$$R_{ui} = \frac{D_R^2}{2} \cdot l_g \cdot \rho \cdot g \cdot \int_{\beta_{io}}^{\beta_{ik}} \left[\sin^2\left(\frac{\alpha_R}{4}\right) - \sin^2\left(\frac{\beta}{2}\right) \right] \cdot \left(\frac{1+a_0}{2} + \frac{1-a_0}{2} \cdot \cos 2\beta \right) \times \cos(\beta_{is} - \beta) \cdot d\beta, \quad (3.178)$$

gdzie:

β_{io} , β_{ik} – dolna i górna granica całkowania dobierana w zależności od liczby i krążników w zestawie (tab. 3.1), rad;

β_{is} – współrzędna kątowa wypadkowej reakcji normalnej na i -tym krążniku (tab. 3.1), rad;

D_R – średnica rury utworzonej z taśmy, m;

l_g – odległość zestawów krążnikowych w ciągu górnym, m;

α_R – kąt opisujący stopień wypełnienia urobkiem (rys. 3.19), rad.

Symetrycznie w stosunku do osi pionowej rozmieszczone krążniki są w takim samym stopniu obciążane urobkiem. Oznacza to, że w zestawie czterokrążnikowym $R_{u2} = R_{u4}$, a w zestawie sześciokrążnikowym $R_{u2} = R_{u6}$ oraz $R_{u3} = R_{u5}$ (kolejność numeracji krążników jak na rys. 3.3). Górne krążniki zamykające, tj. krążnik nr 3 w zestawie czterokrążnikowym lub krążnik nr 4 w zestawie sześciokrążnikowym, przejmują obciążenie od urobku tylko przy dużym załadunku bliskim 100%. W zestawie czterokrążnikowym przy załadunku $1,0 > k_z > 0,91$ ($\alpha_R > 4,72$ rad) ciśnienie urobku $p(\beta)$ działa na górny krążnik zamykający i wówczas

$$R_{u3} = D_R^2 \cdot l_g \cdot \rho \cdot g \cdot \int_{2,36}^{0,5 \cdot \alpha_R} \left[0,853 - \sin^2 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{1+a_0}{2} + \frac{1-a_0}{2} \cdot \cos 2\beta \right) \times \cos(\pi - \beta) \cdot d\beta \quad (3.179)$$

Podobnie w przypadku zestawu sześciokrążnikowego, gdy $1,0 > k_z > 0,97$ ($\alpha_R > 5,24$ rad) reakcja na krążniku zamykającym

$$R_{u4} = D_R^2 \cdot l_g \cdot \rho \cdot g \cdot \int_{2,62}^{0,5 \cdot \alpha_R} \left[0,933 - \sin^2 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] \cdot \left(\frac{1+a_0}{2} + \frac{1-a_0}{2} \cdot \cos 2\beta \right) \times \cos(\pi - \beta) \cdot d\beta \quad (3.180)$$

Ze względu na wzrost oporów ruchu, załadunek ciągu przenośnika rurowego nie powinno przekraczać 70%. Przyjmując numerację krążników, począwszy od krążnika dolnego ($i = 1$) w kierunku zgodnym ze współrzędną kątową β (patrz rys. 3.3), granice całkowania oraz współrzędne kątowe β_{is} można dobrać z tabeli 3.1.

Najczęściej reakcje na krążnikach wyznacza się dla zadanego stopnia załadunku taśmy, czyli dla określonej wartości współczynnika wypełnienia k_z . Zależność między tym współczynnikiem a kątem α_R jest następująca

$$k_z = \frac{\alpha_R - \sin \alpha_R}{2 \cdot \pi} \quad (3.181)$$

Praktyczne znaczenie i zastosowanie w obliczeniach projektowych ma zależność odwrotna, którą można przedstawić w przybliżonej formie dla dwóch zakresów:

➤ gdy $0 \leq k_z < 0,5$

$$\alpha_R = 6,344 \cdot k_z^{1/3} - 2,181 \cdot k_z^{1/5}, \quad (3.182)$$

➤ gdy $0,5 \leq k_z < 1$

$$\alpha_R = 2\pi - 6,344 \cdot (1 - k_z)^{1/3} + 2,181 \cdot (1 - k_z)^{1/5}, \quad (3.183)$$

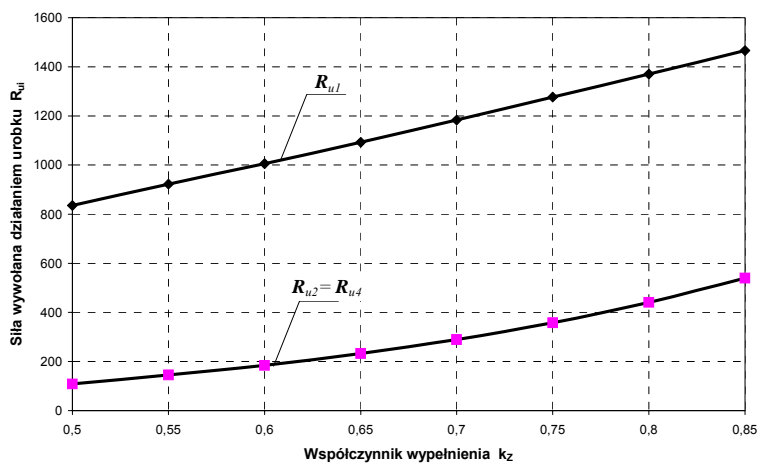
gdzie kąt α_R jest wyrażony w radianach.

Tabela 3.1. Parametry do wyznaczania reakcji normalnych na krążnikach ciągną górnego przenośnika rurowego wg równania (3.178)

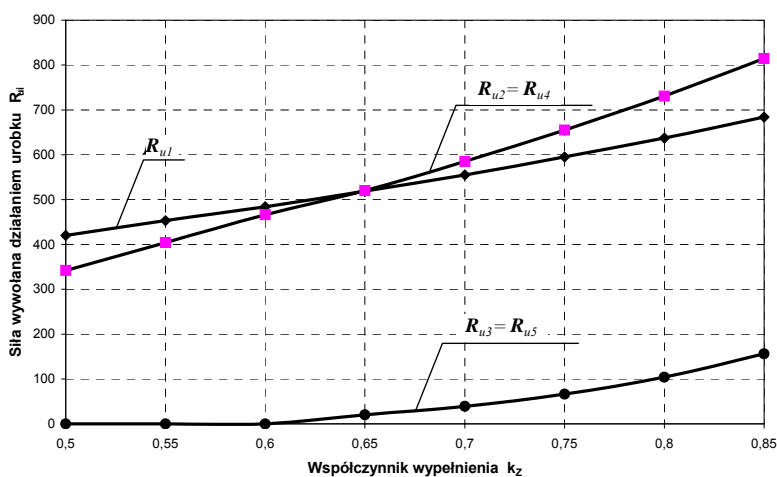
Rodzaj zestawu	Oznaczenie krążnika	Rodzaj współrzędnej kątowej	Zakres kąta α_R i współczynnika k_z		
			$0 < \alpha_R \leq \pi/3$ $0 \leq k_z \leq 0,029$	$\pi/3 < \alpha_R \leq \pi$ $0 < k_z \leq 0,5$	$\pi < \alpha_R \leq 5/3 \cdot \pi$ $0 < k_z \leq 0,971$
Sześciokrążnikowy	$i = 1$	reakcji normalnej	$\beta_{1s} = 0$		
		dolna gr. całk.	$\beta_{10} = -\alpha_R/2$	$\beta_{10} = -\pi/6$	
		górną gr. całk.	$\beta_{1k} = \alpha_R/2$	$\beta_{1k} = \pi/6$	
	$i = 2$ ($i = 6$)	reakcji normalnej	brak obliczeń $R_{u2} = 0$ ($R_{u6} = 0$)	$\beta_{2s} = \pi/3$	
		dolna gr. całk.		$\beta_{20} = \pi/6$	
		górną gr. całk.		$\beta_{2k} = \alpha_R/2$	$\beta_{2k} = \pi/2$
	$i = 3$ ($i = 5$)	reakcji normalnej	brak obliczeń $R_{u3} = 0$ ($R_{u5} = 0$)	$\beta_{3s} = 2/3 \cdot \pi$	
		dolna gr. całk.		$\beta_{30} = \pi/2$	
		górną gr. całk.		$\beta_{3k} = \alpha_R/2$	
Czterokrążnikowy	oznaczenie krążnika	rodzaj współrzędnej kątowej	zakres kąta α_R i współczynnika k_z		
			$0 < \alpha_R \leq \pi/2$ $0 \leq k_z \leq 0,091$	$\pi/2 < \alpha_R \leq 6/4 \cdot \pi$ $0,091 \leq k_z \leq 0,91$	
	$i = 1$	reakcji normalnej	$\beta_{1s} = 0$		
		dolna gr. całk.	$\beta_{10} = -\alpha_R/2$	$\beta_{10} = -\pi/6$	
		górną gr. całk.	$\beta_{1k} = \alpha_R/2$	$\beta_{1k} = \pi/6$	
	$i = 2$ ($i = 4$)	reakcji normalnej	brak obliczeń $R_{u2} = 0$ ($R_{u4} = 0$)	$\beta_{2s} = \pi/3$	
		dolna gr. całk.		$\beta_{20} = \pi/6$	
		górną gr. całk.		$\beta_{2k} = \alpha_R/2$	

Na rysunkach 3.21 i 3.22 przedstawiono wyniki obliczeń reakcji normalnych na krążnikach wywołanych działaniem urobku w ciągnie rurowym przenośnika taśmowego. Na rysunku 3.21 pokazano zależność tych składowych obciążeń od współczynnika wypełnienia k_z dla czterokrążnikowego zestawu nośnego, a na rysunku 3.22 te same zależności dla zestawu sześciokrążnikowego. W obu przypadkach odległość górnych podpór wynosiła $l_g = 1,6$ m.

Obliczenia według przedstawionego algorytmu wykonano dla ciągną rurowego z taśmą szerokości $B = 1,2$ m, co daje średnicę rury $D_R = 0,35$ m. Transportowanym materiałem jest węgiel kamienny o gęstości usypowej $\rho = 800$ kg/m³ i kącie tarcia wewnętrznego $\varphi_w = 0,7$ rad (40°).



Rys. 3.21. Przykładowy rozkład reakcji normalnych wywołanych działaniem urobku w zestawie czterokrążnikowym ciągnia rurowego



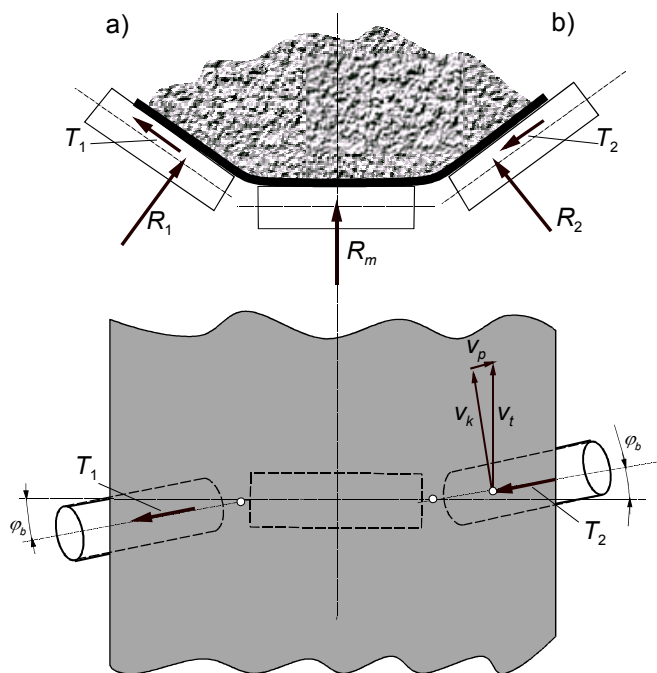
Rys. 3.22. Przykładowy rozkład reakcji normalnych wywołanych działaniem urobku w zestawie sześciokrążnikowym ciągnia rurowego

3.4. Wypadkowe reakcje na krążnikach z uwzględnieniem sił tarcia między taśmą i krążnikami

W niektórych przypadkach obliczenia reakcji na krążnikach według zależności (3.170) należy skorygować o wartości sił tarcia. W wyniku ruchu poprzecznego taśmy (zbiegania bocznego na zestawach krążnikowych) lub na skutek wychylenia osi krążników z płaszczyzny prostopadłej do założonego kierunku ruchu taśmy pojawiają się

zawsze siły tarcia między taśmą i kółkami. Wektory sił tarcia działają na kierunku osi kółek, ich zwrot natomiast zależy od ruchu względnego między taśmą i analizowanym kółkiem (rys. 3.23). Na trasach ze sztywnymi zestawami kółkowymi [1, 53] zarówno w ciągnie górnym, jak i w ciągnie dolnym niewielką część kółek (co dziesiąty zestaw) ustawia się specjalnie z tzw. wyprzedzeniem, w celu wywołania sił tarcia dla utrzymania prostoliniowego biegu taśmy. W przegubowych zestawach kółkowych boczne kółki ustawiają się samoczynnie z wyprzedzeniem [14, 15, 20, 23].

Zjawisko powstawania siły tarcia na kółkach ustawionych względem taśmy z wyprzedzeniem wyjaśniono na rysunku 3.23. Wektor prędkości liniowej punktów płaszcza v_k kółka jest ustawiony pod kątem φ_b w stosunku do wektora prędkości taśmy v_t . Pojawia się wtedy wektor prędkości względnej v_p . Przy ruchu względnym taśmy i kółka wektor siły tarcia T (siły działającej na kółko) skierowany jest przeciwnie do kierunku wektora prędkości poślizgu v_p .



Rys. 3.23. Siły tarcia obciążające kółko środkowe w wyniku wyprzedzenia kółek bocznych:
a) dla wyprzedzenia ujemnego, b) dla wyprzedzenia dodatniego

Gdy oś kółka jest wychylona w kierunku ruchu taśmy (rys. 3.23b), mamy do czynienia z wyprzedzeniem dodatnim kółka (kąt wyprzedzenia $\varphi_b > 0$) i wówczas siła tarcia T działająca na kółko jest skierowana do krawędzi taśmy, a siła tarcia działająca na taśmę przeciwnie, czyli do osi taśmy. Przy wyprzedzeniu ujemnym

(rys. 3.23a) kierunek wzajemnych oddziaływań między taśmą i krążnikiem jest odwrotny. W sztywnych zestawach krążnikowych stosuje się tylko wyprzedzenie dodatnie, ponieważ centrujące siły tarcia działające na taśmę są wtedy skierowane do jej osi. Algorytm obliczania kąta wyprzedzenia przegubowych zestawów krążnikowych z uwzględnieniem oporów ruchu podano w rozdziale 4. W zestawach z krążnikami bocznymi ustawionymi z wyprzedzeniem siły tarcia wpływają na wielkość reakcji na krążniku środkowym. Przy wyprzedzeniu dodatnim siły tarcia na krążnikach bocznych zwiększają obciążenie krążnika środkowego i wówczas

$$R_m = R_{lm} + R_{km} + R_{um} + T_1 \cdot \sin(\lambda + \gamma) + T_2 \cdot \sin(\lambda - \gamma). \quad (3.184)$$

W przypadku wyprzedzenia ujemnego siły tarcia zmniejszają reakcje na krążniku środkowym zgodnie z równaniem

$$R_m = R_{lm} + R_{km} + R_{um} - T_1 \cdot \sin(\lambda + \gamma) - T_2 \cdot \sin(\lambda - \gamma). \quad (3.185)$$

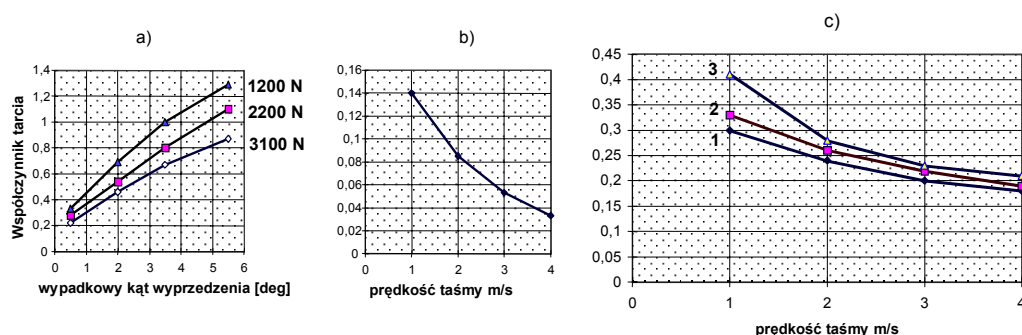
Siły tarcia działające na taśmę w rejonach krążników bocznych

$$T_1 = \mu_0 \cdot R_1 \quad \text{oraz} \quad T_2 = \mu_0 \cdot R_2, \quad (3.186)$$

a zatem można podać ogólną zależność

$$R_m = R_{lm} + R_{km} + R_{um} \pm \mu_0 \cdot R_1 \cdot \sin(\lambda + \gamma) \pm \mu_0 \cdot R_2 \cdot \sin(\lambda - \gamma). \quad (3.187)$$

Kinetyczny współczynnik tarcia między taśmą i płaszczem krążnika μ_0 zależy od wielu czynników [25, 44]. Badania laboratoryjne potwierdziły przede wszystkim wpływ rodzaju oraz stanu powierzchni taśmy i płaszcza krążnika na wartość współczynnika tarcia. Oprócz tych czynników istotny wpływ na rozpatrywane zjawisko tarcia kinetycznego ma wartość kąta wyprzedzenia krążnika, prędkość taśmy oraz wielkość reakcji normalnej na krążniku (rys. 3.24).



Rys. 3.24. Wyznaczone eksperymentalnie współczynniki tarcia μ_0 między krążnikiem i taśmą:

- w zależności od kąta wyprzedzenia krążnika oraz siły normalnej R_i (krążnik stalowy gładki o średnicy $D_K = 0,159$ m, powierzchnia sucha, stała prędkość taśmy)
- w zależności od prędkości taśmy (krążnik stalowy gładki o średnicy $D_K = 0,159$ m, powierzchnia mokra)
- w zależności od prędkości taśmy i kąta wyprzedzenia krążnika (powierzchnia mokra: 1 – kąt wyprzedzenia $\varphi_b = 1^\circ$, 2 – kąt wyprzedzenia $\varphi_b = 2^\circ$, 3 – kąt wyprzedzenia $\varphi_b = 4^\circ$)

4. OPORY RUCHU PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO

Ruchowi postępowemu taśmy towarzyszy ruch obrotowy krążników oraz bębnow. W miejscach kontaktu taśmy z elementami obrotowymi pojawiają się zawsze siły działające na taśmę w kierunku przeciwnym do jej biegu. W miejscach kontaktu taśmy z nieruchomymi elementami przenośnika, takimi jak zgarniaki lub inne elementy czyszczące oraz ograniczenia boczne w miejscach podawania urobku, występują ponadto zawsze siły tarcia. Na nachylonych odcinkach trasy przenośnika występują także składowe od sił ciężkości taśmy i urobku skierowane stycznie do kierunku ruchu taśmy. Wszystkie te siły działające wzdłuż osi podłużnej taśmy nazywa się oporami ruchu. W ruchu ustalonym sumaryczne opory ruchu przenośnika są równoważone siłami obwodowymi, rozwijanymi przez napęd główny i przekazywanymi do taśmy za pomocą sił tarcia. W konwencjonalnych napędach są to siły obwodowe na bębnach napędowych [53], a w napędach z elementami pędnymi – siły tarcia pomiędzy taśmą niosącą urobek a ciągnem pędnym (dwoma linami lub taśmą pędną) [9, 29]. Istnieją również rozwiązania z napędem rozproszonym, gdzie energia napędowa jest przekazywana do ciągnia górnego za pośrednictwem krążników [28, 29, 30, 31, 34].

W obliczeniach przenośników taśmowych obowiązuje podział na następujące grupy oporów ruchu:

➤ **opory skupione**, występujące tylko w określonych miejscach przenośnika, takich jak stacje czołowa, napędowa, zwrotna napinająca lub załadownicza;

➤ **opory rozłożone** wzdłuż trasy przenośnika, zwane **oporami głównymi** (opory przemieszczania taśmy po zestawach krążnikowych);

➤ **opory podnoszenia** urobku (nosiwa) oraz taśmy występujące na nachylonych odcinkach trasy (opory związane z koniecznością pokonania składowych od sił grawitacji).

W przenośniku pracującym na trasie biegnącej poziomo występują tylko opory skupione i opory główne (rozłożone). O zakwalifikowaniu poszczególnych sił działających na taśmę do grupy oporów skupionych lub rozłożonych decyduje długość strefy ich oddziaływania. Opory skupione występują przede wszystkim na bębnach i są to siły związane z przeginaniem taśmy oraz tarciami w łożyskach tych bębnow. Oporami skupionymi są również siły tarcia na urządzeniach czyszczących. Te skła-

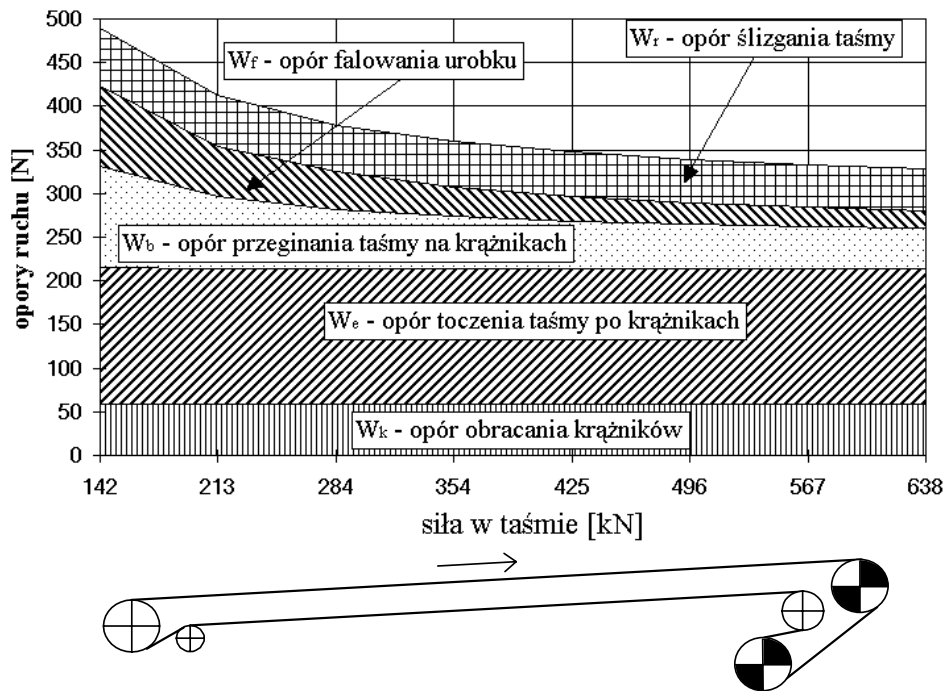
dowe w prosty sposób można przedstawić jako pojedyncze wektory sił przyłożone w ściśle określonych punktach. W miejscach podawania urobku na taśmę lub w urządzeniach odwracających taśmę występują ponadto grupy sił zaliczane do oporów skupionych działających na wydzielonych odcinkach: w urządzeniach załadowniczych są to opory tarcia na ograniczeniach bocznych oraz opory przyspieszania urobku, w urządzeniach zgarniających urobek z taśmy – opory tarcia o nieruchome elementy zgarniające, natomiast w urządzeniach odwracających taśmę – opory na bębnach i specjalnie rozmieszczonych rolkach. Długości stref występowania tych składowych oporów specjalnych są nieporównywalnie małe w stosunku do długości całego przenośnika. W modelach obliczeniowych opory na tych wydzielonych odcinkach wyznacza się jako pojedyncze wektory wypadkowe, a zatem są to opory skupione. W przenośnikach powyżej 80 m długości dominują rozłożone wzdłuż trasy opory główne. Pojęciem opory główne definiuje się wszystkie siły występujące na trasie przenośnika w strefach kontaktu taśmy z elementami podpierającymi (zazwyczaj są to tylko krążniki, ale mogą to być również podpierające elementy ślizgowe). Ze względu na towarzyszące ruchowi taśmy zjawiska przemian (rozpraszania) energii opory główne dzieli się na:

- opory obracania krążników W_k ,
- opory toczenia taśmy po krążnikach W_e ,
- opory przeginania taśmy W_b ,
- opory falowania urobku W_f ,
- opory tarcia taśmy o krążniki W_r .

W przedstawionej w rozdziale 2. podstawowej metodzie obliczeń przenośników taśmowych wymienione składowe oporów głównych nie są wyznaczone oddzielnie, a tylko w sposób zryczałtowany globalnie jako suma wszystkich składowych. Takie uproszczenie uniemożliwia optymalizację napędu przenośnika pod kątem zużycia energii, jak również optymalny dobór taśmy ze względu na rozkład sił. Ponieważ opory toczenia taśmy, opory przeginania taśmy, opory falowania urobku, a w niektórych przypadkach również opory tarcia taśmy o krążniki zależą istotnie od siły w taśmie, metoda podstawowa nie daje więc pełnych możliwości analizowania wpływu wszystkich istotnych czynników.

Zagadnienie wpływu siły w taśmie na wartość oporów ruchu nabiera znaczenia przy projektowaniu przenośników długich i wznoszących, ponieważ siła w cięgnię górnym zmienia się w szerokim zakresie. Problem ten zilustrowano na rysunku 4.1 – na przykładzie przenośnika o długości trasy $L = 1100$ m pokazano rozkład wszystkich składowych oporów głównych dla całego zakresu zmian siły w cięgnię górnym. W ruchu ustalonym analizowanego przenośnika siła w cięgnię górnym narasta od poziomu $S = 142$ kN w okolicy stacji zwrotnej, do poziomu $S = 638$ kN – w miejscu nabiegania na czołową stację napędową. Wzdłuż cięgna górnego przenośnika opory obracania krążników oraz opory toczenia taśmy, jako składowe niezależne od siły w taśmie, pozostają na stałym poziomie. Udział pozostałych trzech składowych oporów głównych istotnie zależy od siły w taśmie. Są to: opory przeginania taśmy, opory

falowania urobku i opory tarcia taśmy o kładniki. Pokazane na rysunku 4.1 składowe oporów ruchu przeliczone zostały na pojedynczy zestaw kładnikowy w ciągnie górnym.



Rys. 4.1. Udział składowych oporów głównych wzdłuż ciągnia górnego przenośnika nadkładowego wg [20]: długość trasy $L = 1100$ m; wysokość podnoszenia $H = 10$ m; kąt nachylenia trasy $\delta = 0,52^\circ$; szerokość taśmy $B = 2,25$ m; prędkość taśmy $v_t = 5,24$ m/s; odległość zestawów kładnikowych w ciągnie górnym $l_g = 1,0$ m; gęstość usypowa urobku $\rho = 1600$ kg/m³; kąt niecki ciągnia górnego $\lambda = 45^\circ$; temperatura otoczenia $T_C = 0$ °C; napęd główny na stacji czołowej 4×1000 kW, taśma St 3150, kładniki w dobrym stanie technicznym

Udział składowych zależnych od siły w taśmie przy dużych siłach (małych ugięciach taśmy między zestawami kładnikowymi) stanowi mniej niż 30% sumarycznych oporów głównych. W zakresie niewielkich sił (przy dużych ugięciach taśmy) składowe opory przeginania taśmy, opory falowania urobku oraz opory tarcia taśmy o kładniki zwiększają znacznie swój udział, nawet do 50%. Z tego względu unika się nadmiernych ugięć taśmy, co wiąże się z koniecznością sprawdzania minimalnego poziomu sił w taśmie w ruchu ustalonym. W uproszczonej metodzie podstawowej (rozd. 3.) nie ma możliwości analizowania wpływu sił w taśmie na opory ruchu. Według zależności (2.44) sprawdza się tylko poziom minimalnej siły w taśmie tak, aby maksymalne ugięcie taśmy między zestawami kładnikowymi nie przekroczyło 2,5% odległości podpór kładnikowych.

4.1. Opory główne

4.1.1. Opór toczenia taśmy (wgniatania taśmy w krażnik)

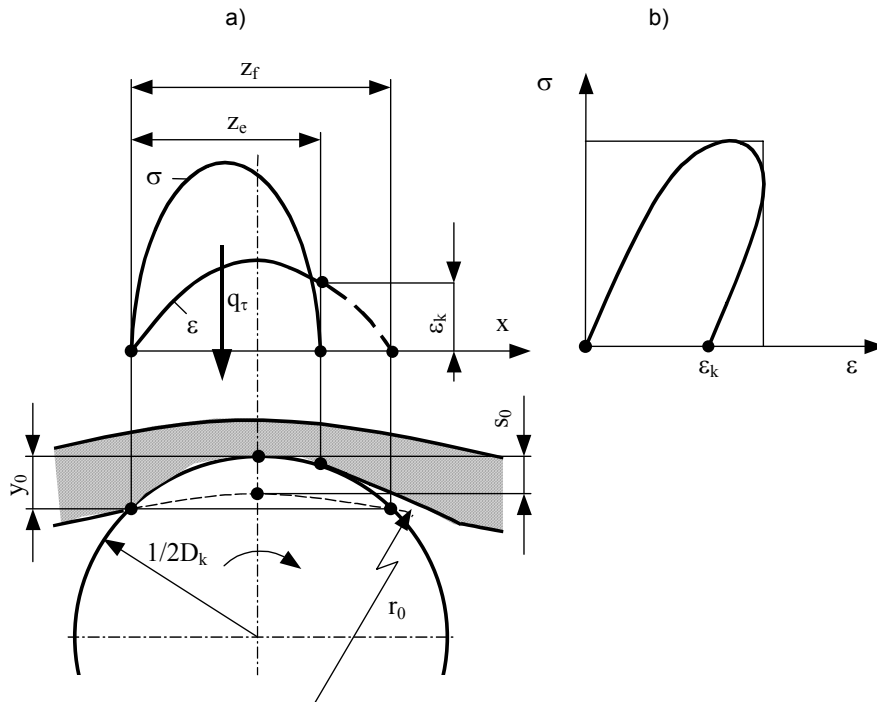
Przy toczeniu lepko-sprężystej taśmy po podpierających ją zestawach krażnikowych przemianie (rozproszeniu) ulega określona część energii. Przyrost siły w taśmie, niezbędny do pokonania strat energii na pojedynczym zestawie krażnikowym, definiuje się jako opór toczenia taśmy lub opór wgniatania taśmy w krażniki. W ujęciu modelowym jest to opór, jaki towarzyszy toczeniu sztywnego walca (krażnika) po odkształcalnym podłożu (taśmie).

Każdy przekrój poprzeczny taśmy, przemieszczając się po trasie przenośnika w strefach kontaktu z krażnikami doznaje krótkotrwałych obciążeń w formie nacisków prostopadle skierowanych do powierzchni okładki bieżnej. Po minięciu podpory krażnikowej następują względnie długie okresy braku obciążenia, związane z czasem przemieszczania się taśmy do kolejnego zestawu krażnikowego. Proces deformacji poprzecznej taśmy nie ogranicza się tylko do strefy kontaktu z krażnikiem, ale zachodzi również poza tą strefą.

Zmiany odkształceń taśmy można analizować za pomocą prostego modelu dwuparametrowego (rys. 1.2b na s. 10.). Lepkie płynięcie taśmy odwzorowane w zastępczym modelu reologicznym tłumikiem powoduje, że nawet po zdjęciu obciążenia (po minięciu podpory krażnikowej) pozostaje nadal skończona wartość odkształcenia. W analizie wielocyklowych obciążeń harmonicznym (gdy $t \gg \tau_0$) składowa $\varepsilon_1(t)$, która jest rozwiązaniem ogólnym (1.2) równania różniczkowego modelu (1.1), dąży asymptotycznie do 0 i w kolejnych po sobie następujących okresach jest pomijana. Pozostaje wtedy tylko składowa będąca rozwiązaniem szczególnym równania różniczkowego (1.1), czyli reakcja (odpowiedź) na określone wymuszenie zewnętrzne $\sigma(t)$. W rozpatrywanym procesie toczenia taśmy po krażnikach przebieg obciążeń $\sigma(t)$ nie jest funkcją ciągłą. Przerwy w występowaniu obciążeń w okresach, gdy pojedynczy przekrój taśmy przemieszcza się między dwiema kolejnymi podporami krażnikowymi, powodują, że za każdym następnym obciążeniem pojawia się składowa odkształceń $\varepsilon_1(t)$. Z tego względu pętla histerezy taśmy, adekwatna dla badanego procesu, różni się istotnie od typowej pętli histerezy dla ciągłych i harmonicznym wymuszeń. Typowa pętla histerezy przy wymuszeniu harmonicznym charakteryzuje się tym, że po pierwszym cyklu obciążenia ustala się przesunięcie fazowe (opóźnienie) odkształceń w stosunku do naprężeń, a każdy następny przebieg jest powtarzalny. Pętla histerezy dla pierwszego cyklu istotnie różni się od pętli pozostałych okresów [11]. Różnice te zilustrowano na rysunku 1.4. Dla analizowanego procesu toczenia taśmy po krażnikach adekwatna jest pętla histerezy dla pierwszego cyklu obciążeń.

Na rysunku 4.2 przedstawiono schematycznie położenie taśmy na krażniku podpierającym. Ze względu na odkształcenie poprzeczne taśmy ε_k , pozostające na końcu każdego cyklu obciążenia, strefa kontaktu taśmy z krażnikiem nie jest symetryczna względem pionowej osi krażnika. Zgodnie z przyjętym modelem taśmy przebieg od-

kształceń $\varepsilon(x)$ jest opóźniony w stosunku do naprężeń $\sigma(x)$ tak, że na końcu efektywnej strefy kontaktu z_e pozostaje skończona wartość odkształcenia ε_k .



Rys. 4.2. Schemat do analizowania oporu toczenia taśmy po krążniku:
a) rozkład nacisków $\sigma(x)$ i odkształceń $\varepsilon(x)$ w strefie podparcia taśmy krążnikiem,
b) pętla histerezy adekwatna dla analizowanego procesu deformacji

Odształcenie poprzeczne taśmy ε_k , w formie lepkiego płynięcia, stopniowo zanika w czasie, gdy rozpatrywany przekrój taśmy przemieszcza się do następnej podpory krążnikowej. Długość efektywnej strefy kontaktu z_e jest mniejsza od pozornej strefy kontaktu z_f . W wyniku tego jednostkowa reakcja pionowa q_T (wartość siły normalnej przypadająca na jednostkę długości krążnika) jest przesunięta względem osi obrotu krążnika dając moment względem tej osi

$$q_T \cdot \frac{z_f - z_e}{2} = w_e \cdot \frac{D_K}{2}. \quad (4.1)$$

W strefie kontaktu taśmy z krążnikiem musi pojawić się poziomo działająca siła jednostkowa w_e , aby spełnić równowagę momentów. Siła ta jest jednostkowym oporem toczenia taśmy (oporem toczenia przypadającym na jednostkę długości krążnika) i po przeliczeniu

$$w_e = q_T \cdot \frac{z_f - z_e}{D_K}. \quad (4.2)$$

Wzdłuż strefy efektywnej kontaktu taśmy z krążnikiem można opisać przebieg naprężeń przybliżonym równaniem paraboli

$$\sigma(x) = \Phi_0 \cdot (z_e \cdot x - x^2), \quad (4.3)$$

co powoduje, że przebieg odkształceń będzie miał postać

$$\varepsilon(x) = \frac{\Phi_0}{E_0} \cdot (z_f \cdot x - x^2). \quad (4.4)$$

Pole powierzchni pod parabolą $\sigma(x)$ wyznacza jednostkową reakcję pionową q_T

$$q_T = \int_0^{z_e} \sigma(x) \cdot dx = \frac{1}{6} \cdot \Phi_0 \cdot z_e^3, \quad (4.5)$$

a zatem stały współczynnik równania paraboli opisującego rozkład naprężeń

$$\Phi_0 = 6 \cdot \frac{q_T}{z_e^3}. \quad (4.6)$$

Stosunek długości pozornej strefy kontaktu do efektywnej strefy kontaktu wyrażony współczynnikiem

$$\delta_e = \frac{z_f}{z_e} \quad (4.7)$$

jest miarą tłumienia taśmy i wygodnie jest się nim posługiwać w dalszych rozważaniach. Po uwzględnieniu równania (4.7), określającego współczynnik δ_e , można zapisać

$$\varepsilon(x) = \frac{\Phi_0}{E_t} \cdot (\delta_e \cdot z_e \cdot x - x^2) \quad (4.8)$$

oraz

$$d\varepsilon = \frac{\Phi_0}{E_t} \cdot (\delta_e \cdot z_e - 2 \cdot x) \cdot dx. \quad (4.9)$$

Jednostkowa energia przemieniona (rozproszona) w jednym cyklu obciążeń (w wyniku właściwości lepko-sprężystych taśmy)

$$\Delta e_n = h_n \cdot \int_{(z_e)} \sigma(x) \cdot d\varepsilon = h_n \cdot \frac{\delta_e - 1}{6 \cdot E_t} \cdot \Phi_0^2 \cdot z_e^4, \quad (4.10)$$

gdzie:

h_n – czynna grubość taśmy biorąca udział w procesie cyklicznego dogniatania, m;
 E_t – wypadkowy moduł taśmy przy ściskaniu poprzecznym (uwzględniający wielowarstwowość taśmy), N/m².

Współczynnika δ_e nie można wyznaczyć na drodze pomiarów, można natomiast tłumienie taśmy określić współczynnikiem będącym ilorazem pola powierzchni pętli histerezy (jednostkowa energia przemieniona Δe_n) do powierzchni pod gałęzią obciążenia (jednostkowa energia odkształcenia e_n)

$$\psi_e = \frac{\Delta e_n}{e_n}. \quad (4.11)$$

Jednostkową energię odkształcenia wyznacza się za pomocą całki

$$e_n = h_n \cdot \int_0^{0,5 \cdot \delta_e \cdot z_e} \sigma(x) \cdot d\varepsilon = \left(1 - \frac{\delta_e}{4}\right) \cdot \delta_e^3 \cdot \frac{\Phi_0^2 \cdot h_n \cdot z_e^3}{24 \cdot E_t}. \quad (4.12)$$

Górną granicę całki (4.12) określa iloczyn $0,5 \cdot z_f = 0,5 \cdot \delta_e \cdot z_e$, ponieważ jest to koniec obszaru narastania naprężeń. Po uwzględnieniu równań (4.10), (4.11) i (4.12) otrzymuje się zależność pomiędzy współczynnikami będącymi miarami tłumienia taśmy

$$\psi_e = \frac{4 \cdot (\delta_e - 1)}{\delta_e^3 \cdot \left(1 - \frac{\delta_e}{4}\right)}. \quad (4.13)$$

Z badań laboratoryjnych taśm [11, 12, 14, 27] wynika, że współczynnik tłumienia dla wszystkich typów taśm przenośnikowych ψ_e waha się w przedziale od 0,3 do 0,65. W tym zakresie zmian, z błędem nieprzekraczającym 1% [14], można przyjąć liniową zależność

$$\delta_e - 1 = 0,225 \cdot \psi_e, \quad (4.14)$$

dzięki której jednostkowy opór toczenia można zapisać w postaci

$$w_e = q_T \cdot z_e \cdot \frac{\delta_e - 1}{D_K} = 0,225 \cdot \psi_e \cdot \frac{q_T \cdot z_e}{D_K}. \quad (4.15)$$

Wyznaczenie długości efektywnej strefy kontaktu wymaga rozpatrzenia zależności geometrycznych w miejscu podparcia taśmy krążnikiem (rys. 4.3). Do dalszych analiz potrzebne będą zależności pomiędzy średnicą krążnika D_K , głębokością strefy wgniotu s_0 oraz promieniem zgięcia taśmy r_0 .

Dla trójkątów OAD i CBD słuszne są równania:

$$[r_0 - (y_0 - s_0)]^2 + \left(\frac{z_f}{2}\right)^2 = r_0^2 \quad (4.16)$$

oraz

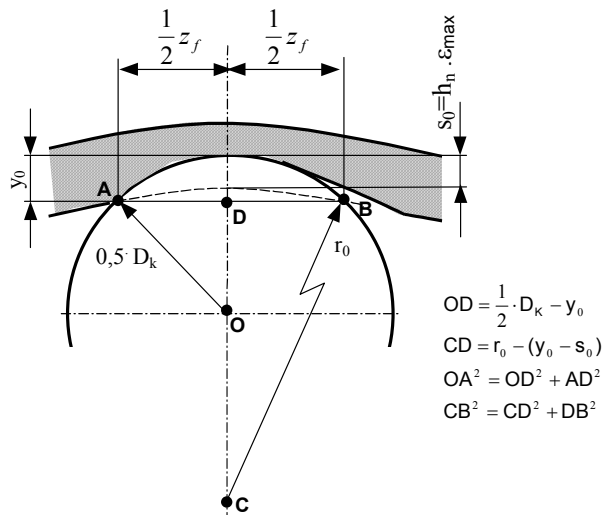
$$\left(\frac{D_K}{2} - y_0\right)^2 + \left(\frac{z_f}{2}\right)^2 = \left(\frac{D_K}{2}\right)^2. \quad (4.17)$$

W warunkach rzeczywistych proporcje analizowanych wielkości geometrycznych są takie, że wyrażenia $(y_0 - s_0)^2$ oraz y_0^2 są pomijalnie małe w stosunku do pozostałych parametrów równań (4.16) i (4.17), a zatem z przybliżeniem można przyjąć:

$$y_0 - s_0 = \frac{z_f^2}{8 \cdot r_0} \quad (4.18)$$

oraz

$$y_0 = \frac{z_f^2}{4 \cdot D_K} \quad (4.19)$$



Rys. 4.3. Parametry geometryczne strefy podparcia taśmy krążnikiem

Parametr s_0 jest wielkością maksymalnej deformacji taśmy i – zgodnie z równaniem (4.8) – wynosi

$$s_0 = h_n \cdot \varepsilon_{\max} = h_n \cdot \Phi_0 \cdot \frac{z_f^2}{4 \cdot E_t} \quad (4.20)$$

Po uwzględnieniu zależności (4.18) i (4.19)

$$\frac{1}{D_K} - \frac{1}{2 \cdot r_0} = \frac{\Phi_0}{E_t} \quad (4.21)$$

W dalszych rozważaniach wygodnie jest posługiwać się współczynnikiem sprężystości poprzecznej taśmy (zastępczą jednostkową sztywnością poprzeczną taśmy):

$$c_e = \frac{E_t}{h_n} \quad (4.22)$$

oraz współczynnikiem geometrii zgięcia taśmy na podporze krążnikowej

$$\lambda_e = 1 - \frac{D_K}{2 \cdot r_0}, \quad (4.23)$$

co umożliwia uproszczenie i przekształcenie równania (4.21) do postaci

$$\Phi_0 = \frac{\lambda_e \cdot c_e}{2 \cdot r_0}. \quad (4.24)$$

Z porównania zależności (4.6) oraz (4.24) można wyprowadzić wzór na długość efektywnej strefy kontaktu

$$z_e = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot q_T \cdot D_K}{\lambda_e \cdot c_e}}. \quad (4.25)$$

Po wstawieniu tej zależności do równania (4.15) można wyznaczyć jednostkowy opór toczenia taśmy (opór przypadający na jednostkę długości krążnika, wyrażony w niutonach na metr (N/m))

$$w_e = 0,436 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{q_T^4}{D_K^2 \cdot \lambda_e \cdot c_e}}. \quad (4.26)$$

Wyznaczenie oporu toczenia pojedynczego krążnika zestawu wymaga scałkowania tej zależności po szerokości taśmy B , ale tylko w obszarach kontaktu taśmy z krążnikiem (wzdłuż tworzącej krążnika), czyli

$$W_e = \int_{(B)} w_e \cdot dy = 0,463 \cdot \frac{\psi_e}{\sqrt[3]{D_K^2 \cdot \lambda_e \cdot c_e}} \cdot \int_0^{l_k} (q_T)^{\frac{4}{3}} \cdot dy, \quad (4.27)$$

gdzie:

y – współrzędna po długości krążnika (rys. 4.4);

l_k – długość strefy kontaktu krążnika z taśmą.

Możliwe rozkłady obciążeń w strefie kontaktu taśmy z trójkrążnikowym zestawem górnym przedstawiono na rysunku 4.4. Dla taśm wiotkich o dużej zdolności do układania się w nieckę rozkłady te są zbliżone do rozkładów ciśnień pomiędzy taśmą i urobkiem, czyli dla krążników bocznych jest to rozkład liniowy, a dla krążnika środkowego rozkład równomierny [46]. Ze wzrostem sztywności poprzecznej taśmy rozkłady nacisków przybierają charakter zmian podobny do funkcji parabolicznej [39]. Z równania (4.27) wynika, że opór toczenia taśmy po krążniku zależy nie tylko od przebiegu zmian obciążeń liniowych, ale również od długości strefy kontaktu. Obliczenia całki (4.27) dla różnych hipotetycznych liniowych rozkładów obciążeń wzdłuż tworzącej krążnika (po współrzędnej y) zestawiono w tabeli 4.1. Z analizy wyników całkowania równania (4.27) przy różnych rozkładach obciążeń widać [14, 16, 19], że na potrzeby obliczeń projektowych z zadowalającą dokładnością można przyjąć równomierny rozkład z obciążeniem średnim, obliczonym na podstawie wypadkowej

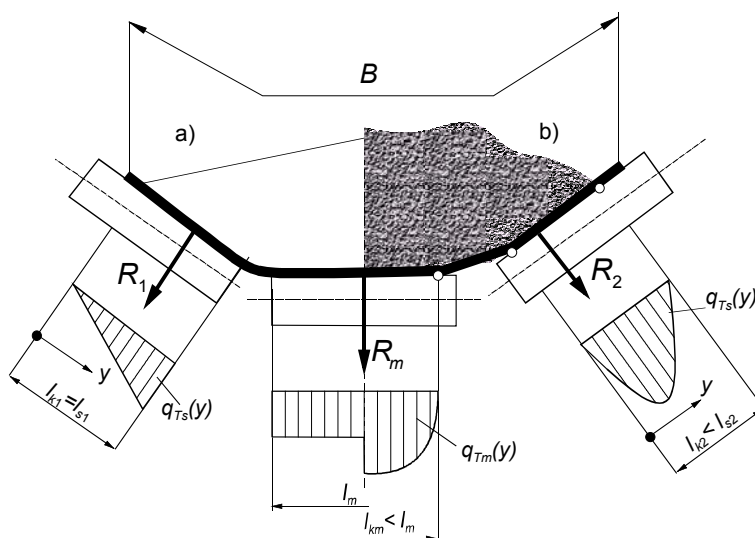
reakcji normalnej na krążniku. Dla i -tego krążnika zestawu (lewego, środkowego lub prawego w przypadku niecki trójkrażnikowej) średnie liniowe obciążenie

$$q_{Ti}(y) = q_{Ti} = \frac{R_i}{l_{ki}}, \quad (4.28)$$

gdzie:

R_i – wypadkowa reakcja normalna na i -tym krążniku zestawu;

l_{ki} – długość strefy kontaktu taśmy z i -tym krążnikiem.



Rys. 4.4. Rozkład obciążeń wzdłuż strefy kontaktu krążników z taśmą na pojedynczym zestawie trójkrażnikowym:

a) według modelu dla ośrodka ziarnistego (sypkiego),

b) według pomiarów [39] przy założeniu rozkładu parabolicznego

Z obliczenia całki oznaczonej (4.27) w granicach obejmujących strefę kontaktu taśmy z krążnikiem otrzymuje się opór toczenia taśmy na pojedynczym krążniku

$$W_{ei} = 0,463 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{R_i^4}{D_K^2 \cdot l_{ki} \cdot \lambda_e \cdot c_e}}, \quad (4.29)$$

gdzie:

W_{ei} – opór toczenia (wgniatania taśmy w krążnik), N,

R_i – wypadkowa reakcja normalna na krążniku (patrz rozdz. 3.), N;

l_{ki} – długość strefy kontaktu taśmy z krążnikiem (mierzona wzdłuż tworzącej krążnika), m;

λ_e – bezwymiarowy współczynnik geometrii zgięcia taśmy na zestawie krążnikowym wg zależności (4.23);

c_e – zastępcza jednostkowa sztywność poprzeczna taśmy wg zależności (4.22), N/m^3 ;
 i – indeks określający krążnik ($i = s$ dla krążnika bocznego w układzie symetrycznym, $i = m$ dla krążnika środkowego, $i = 1$ dla krążnika lewego oraz $i = 2$ dla krążnika prawego, jeżeli układ obciążeń i geometrii taśmy na zestawie krążnikowym jest niesymetryczny).

W przenośnikach z prawidłowo dobraną siłą napięcia wstępnego taśmy i przy sprawnie pracującym urządzeniu napinającym tak, że ugięcia taśmy między zestawami krążnikowymi nie przekraczają maksymalnych ugięć dopuszczalnych, wpływ geometrii zgięcia taśmy na podporze krążnikowej jest minimalny. Współczynnik λ_e dąży wtedy do 1 i można równanie (4.29) uprościć do postaci

$$W_{ei} = 0,463 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{R_i^4}{D_K^2 \cdot l_{ki} \cdot c_e}} \quad (4.30)$$

Jeżeli ugięcia taśmy przekraczają wielkości dopuszczalne (patrz p. 2.8,) to należy uwzględnić współczynnik λ_e , wyznaczając wcześniej promień r_0 z zależności (1.90).

Tabela 4.1. Założenia modelowe i wyniki całkowania obciążeń liniowych w strefie kontaktu taśmy z pojedynczym krążnikiem zestawu

Przyjęty model oddziaływania pomiędzy taśmą i krążnikiem		Przewidywane miejsce występowania rozkładu obciążeń	Wynik całkowania wzdłuż strefy kontaktu $\int_0^{l_{k1}} q_{Ts} \cdot dy$	Uwagi
fizyczny	matematyczny			
Narastający liniowo rozkład od 0 na długości l_{k1}	$q_{Ts}(y) = y \cdot \frac{2 \cdot R_1}{l_{k1}^2}$	krążnik boczny	$1,079 \cdot \sqrt[3]{\frac{R_1^4}{l_{k1}}}$	rozkład wynikający z modelu urobku jako ośrodka sypkiego [46] bez uwzględnienia sztywności taśmy
Równomierny rozkład na całej długości l_{km}	$q_{Tm} = \frac{R_m}{l_{km}}$	krążnik środkowy	$\sqrt[3]{\frac{R_m^4}{l_{km}}}$	
Paraboliczny rozkład na długości l_{ki} z zerowymi wartościami na brzegach	$q_{Ti}(y) = \frac{R_i}{l_{ki}^2} \cdot \left(y - \frac{y^2}{l_{ki}} \right)$	krążnik środkowy przy sztywnej taśmie lub krążnik boczny	$0,933 \cdot \sqrt[3]{\frac{R_i^4}{l_{ki}}}$	rozkład zbliżony do wyników pomiarów [39]

Współczynnik tłumienia taśmy przy cyklicznym wgniataniu ψ_e oraz sztywność poprzeczną taśmy c_e można wyznaczyć na podstawie badań laboratoryjnych taśm [12, 14, 27]. Taśma przenośnikowa stanowi złożony, wielowarstwowy kompozyt, gdzie w wyniku zgięcia na podporze krążnikowej tylko okładka bieżna przejmuje całe obciążenie poprzeczne od reakcji normalnej R_i . Pozostałe warstwy przejmują te obciąże-

nia w coraz mniejszym stopniu, w zależności od konstrukcji rdzenia, a okładka nośna nie uczestniczy w procesie cyklicznego wgniatania [14]. W związku z tym do obliczeń wyznacza się zastępczą jednostkową sztywność poprzeczną taśmy tkaninowej z zależności

$$c_e = \frac{E_r \cdot E_1}{h_1 \cdot E_r + \chi \cdot h_r \cdot E_1}, \quad (4.31)$$

a dla taśm z linkami stalowymi ze wzoru

$$c_e = \frac{E_1 \cdot E_r}{h_1 \cdot E_r + (0,5 \cdot h_r - 0,3 \cdot d_l) \cdot E_1}, \quad (4.32)$$

w których:

E_1 i E_r – moduł sprężystości przy ściskaniu gumy okładkowej i rdzenia, N/m²,

h_1 i h_r – grubość okładki bieżnej i rdzenia taśmy, m;

d_l – średnica linek rdzenia taśmy, m (tylko dla taśmy z linkami stalowymi);

χ – bezwymiarowy współczynnik obliczeniowy zależny od liczby przekładek rdzenia wg tabeli 4.2 (tylko dla taśmy tkaninowej) [12, 14, 27].

Tabela 4.2. Zestawienie wartości obliczeniowego współczynnika χ dla taśm tkaninowych

Liczba przekładek z	2	3	4	5	6
Współczynnik χ	0,25	0,28	0,29	0,30	0,31

Współczynniki charakteryzujące taśmę i decydujące o wartości oporu toczenia wyznacza się na specjalnym stanowisku pomiarowym [12, 14, 27]. W trakcie pomiarów, za pomocą sztywnej głowicy wykonującej ruch posuwisto-zwrotny, wymuszane są w próbce taśmy krótkotrwałe naciski, po których następują przerwy w obciążeniach. W ten sposób symulowane są warunki zbliżone do rzeczywistych. Istotna różnica takich badań w stosunku do warunków rzeczywistych polegała na tym, że w badaniach laboratoryjnych wszystkie warstwy taśmy (okładka nośna i bieżna oraz rdzeń) poddawane są takim samym naciskom. W związku z tym konieczne jest przeliczenie wyników pomiarów dla warunków pracy taśmy na przenośniku [14]. W badaniach, opierając się na zarejestrowanych pętłach histerezy, wyznacza się współczynnik tłumienia ψ_e oraz jednostkową sztywność poprzeczną c_e . Wyniki badań 30 typów różnych taśm wskazują na zależność między tymi współczynnikami. Zależność tę opisuje równanie regresji

$$\psi_e = \frac{1}{1,783 + 0,093 \cdot c_e \cdot 10^{-9}}. \quad (4.33)$$

Dzięki zależności (4.33) można w prosty sposób wyznaczyć współczynnik tłumienia taśmy przy cyklicznym wgniataniu w zależności od jednostkowej sztywności poprzecznej c_e (podawanej w N/m³).

W badaniach taśm wyznaczono również średnie wartości modułu sprężystości gumy okładkowej i gumy rdzeniowej.

Po zgrupowaniu badanych taśm według twardości okładek można oszacować moduł sprężystości gumy okładkowej E_1 w trzech przedziałach, zgodnie z tabelą 4.3. Średnie wartości modułu sprężystości gumy rdzeniowej przy cyklicznym ściskaniu wynoszą natomiast:

➤ $E_r = 25,7 \cdot 10^{-6} \text{ N/m}^3$ dla typowych taśm wieloprzekładkowych i taśm z linkami stalowymi,

➤ $E_r = 20,0 \cdot 10^{-6} \text{ N/m}^3$ dla taśm dwuprzekładkowych, o specjalnej konstrukcji rdzenia pochłaniającej udarowe obciążenia poprzeczne (od spadającego urobku).

Tabela 4.3. Zakres zmienności modułu gumy okładkowej E_1 w zależności od jej twardości

Zakres twardości gumy, °Sh	60÷70	70÷80	>80
Moduł przy cyklicznym ściskaniu E_1 , N/m^3	$30,0 \cdot 10^6$	$41,3 \cdot 10^6$	$71,4 \cdot 10^6$

Na podstawie zależności (4.33) oraz wyników pomiarów modułów taśm podanych w tabeli 4.2 można bez konieczności prowadzenia badań oszacować z zadowalającą dokładnością wartość współczynnika tłumienia ψ_e taśmy. Analiza wyników obliczeń i ich weryfikacja z wynikami pomiarów na przenośnikach wykazała dużą przydatność praktyczną zależności empirycznej (4.33) [14, 15, 16, 20].

Kolejnym parametrem wpływającym na wartość oporu toczenia taśmy po krążnikach jest długość strefy kontaktu mierzona wzdłuż tworzącej krążnika. Dla trójkrążnikowego zestawu górnego (nośnego) długość ta w decydującym stopniu zależy od załadowania taśmy urobkiem i na podstawie wyników pomiarów [14] może być wyznaczona z przybliżonych wzorów:

➤ dla krążnika środkowego

$$l_{km} = B \cdot (0,35 + 0,02 \cdot k_z^2), \quad (4.34)$$

➤ dla krążnika bocznego

$$l_{ks} = B \cdot (0,03 + 0,16 \cdot k_z^2), \quad (4.35)$$

gdzie:

B – szerokość taśmy, m;

k_z – bezwymiarowy współczynnik załadowania taśmy.

Równania (4.34) i (4.35) obowiązują tylko w przypadku symetrycznego ułożenia taśmy w niecce trójkrążnikowej (rys. 2.1a). Przy niesymetrycznym ułożeniu taśmy na zestawie krążnikowym (np. na krzywoliniowym odcinku trasy) przyjmuje się hipotetycznie, że długości stref kontaktu na krążnikach bocznych zależą od wielkości reakcji normalnych na tych krążnikach i wówczas:

$$l_{k1} = \frac{2 \cdot R_1}{R_1 + R_2} \cdot l_{ks}, \quad (4.36)$$

$$l_{k2} = \frac{2 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \cdot l_{ks}, \quad (4.37)$$

gdzie R_1 i R_2 – wypadkowe reakcje na krążnikach bocznych niecki trójkrażnikowej wyznaczone dla zadanej wielkości parametru k_z zgodnie ze szczegółowym algorytmem podanym w rozdziale 3., N.

W obliczeniach oporu toczenia taśmy po zestawach dolnych przyjmuje się długość kontaktu taśmy z krążnikiem wynoszącą:

➤ dla zestawów dwukrażnikowych

$$l_{kd} = 0,38 \cdot B, \quad (4.38)$$

➤ dla jednokrażnikowego podparcia

$$l_{kd} = 0,95 \cdot B. \quad (4.39)$$

Na łuku trasy z promieniem w płaszczyźnie poziomej należy uwzględnić zbieganie taśmy dolnej. Przy stosowaniu dolnych krążników z pierścieniami gumowymi (tzw. krążników tarczowych) należy pamiętać, że proces przemiany energii występuje zarówno w taśmie, jak i w pierścieniach. Długość linii kontaktu taśmy z krążnikiem ogranicza się wtedy do kontaktu z pierścieniami gumowymi i wynosi około 40% wyliczonej długości dla krążnika gładkiego.

W przenośniku rurowym o średnicy D_R przybliżona długość strefy kontaktu taśmy z poziomo ustawionym krążnikiem dolnym (krążnik nr 1 na rys. 3.3)

$$l_{k1} = \frac{3 \cdot D_R}{z_k} \cdot (0,03 \cdot k_z + 0,43), \quad (4.40)$$

natomiast z pozostałymi krążnikami

$$l_{ki} = l_{k1} \cdot \left(\frac{R_i}{R_1} \right)^2, \quad (4.41)$$

gdzie:

z_k – liczba krążników w zestawie ($z_k = 4$ lub 6);

R_i – wypadkowa reakcja normalna na i -tym krążniku, N;

R_1 – wypadkowa reakcja normalna na dolnym krążniku, N;

k_z – bezwymiarowy współczynnik załadowania taśmy urobkiem;

D_R – średnica rury utworzonej ze zwiniętej taśmy, m.

Po uwzględnieniu rozkładu obciążeń na krążniki oraz długości stref kontaktu taśmy z krążnikami można obliczyć opór toczenia przypadający na pojedynczy zestaw jako sumę oporów na poszczególnych krążnikach

$$W_e = \sum_{i=1}^{z_k} W_{ei}. \quad (4.42)$$

Przedstawione wyniki dotyczą przypadku pracy krążników z płaszczem stalowym w temperaturze otoczenia w pobliżu $T_C = 20$ °C. Jeżeli zastosowane są krążniki pokryte warstwą gumy lub krążniki dolne tarczowe (z gumowymi pierścieniami), to na podstawie badań Knaula [45] można przyjąć, że opory toczenia są o około 46% większe niż w przypadku kontaktu taśmy ze stalowym płaszczem krążnika. Jeżeli zastosowane są pierścienie poliuretanowe zamiast pierścieni gumowych, to wzrost oporów toczenia w porównaniu do gładkiego płaszcza stalowego wyniesie około 35%. Na podstawie wyników badań prowadzonych w Hanowerze (Greune, Hager, Hintz [37, 40]) można poszerzyć zależność o wpływ temperatury otoczenia, zgodnie ze wzorem

$$W_e = W_{e20} \cdot (1,18 \cdot 10^{-4} \cdot T_C^2 - 0,0118 \cdot T_C + 1,189), \quad (4.43)$$

w którym:

W_{e20} – opór toczenia zestawu krążnikowego według zależności (4.42) w temperaturze 20 °C, N;

T_C – temperatura otoczenia, °C.

Wpływ temperatury otoczenia na wartość oporów toczenia taśmy po krążnikach nie jest jeszcze dokładnie rozpoznany. Wiadomo, że w niskiej temperaturze (poniżej 0 °C) zwiększa się sztywność gumy, a zatem i sztywność poprzeczna taśmy c_e , co polepsza warunki toczenia taśmy po krążnikach. Towarzyszy temu jednak wzrost wartości współczynnika tłumienia ψ_e . Mieszanki gumowe stosowane w budowie taśm przenośnikowych charakteryzują się różnymi zamianami tych parametrów przy zmianach temperatur w szerokim zakresie.

4.1.2. Opór przeginania taśmy

Będąca w ruchu taśma jest cyklicznie deformowana z związku ze zginaniem na zestawach i między zestawami krążnikowymi. Jeden pełen cykl zginania obejmuje przemieszczanie się wydzielonego przekroju poprzecznego taśmy między dwiema podporami krążnikowymi. W każdym takim cyklu przemianie ulega określona ilość energii. Wiążącą się z tym procesem składową oporów ruchu nazywa się oporem przeginania taśmy na zestawach krążnikowych. Opór ten zależy od siły napinającej taśmę [1, 14, 16, 37, 40, 54], szczególnie w zakresie małych sił, przy których występują względnie duże ugięcia taśmy (2÷3% nominalnych naprężeń zrywających). Powyżej 5% naprężeń zrywających ugięcia taśmy są niewielkie, co powoduje, że udział składowej oporu przeginania w całkowitym bilansie oporów głównych silnie maleje (patrz rys. 4.1). Z poznawczego punktu widzenia znajomość wpływu siły napinającej taśmę na opory ruchu przenośnika jest bardzo cenna, umożliwia bowiem optymalne projektowanie przenośnika z uwzględnieniem trwałości taśmy.

Do opisu i analizy procesu przemiany energii zginania w taśmie nie wystarczają tylko parametry konstrukcyjne przenośnika, ale konieczne jest uwzględnienie parametrów taśmy. Parametrami tymi są: jednostkowa sztywność zginania D oraz współczynnik tłumienia przy zginaniu ψ_b . Współczynnik tłumienia, wyznaczany na podstawie przebiegu pętli histerezy taśmy [12, 14, 19, 27] i definiowany jako iloraz energii

przemienionej (straconej) ΔE_{nb} do sprężystej energii zginania E_{nb} , jest miarą strat energii, jakie występują w jednym pełnym cyklu obciążeń

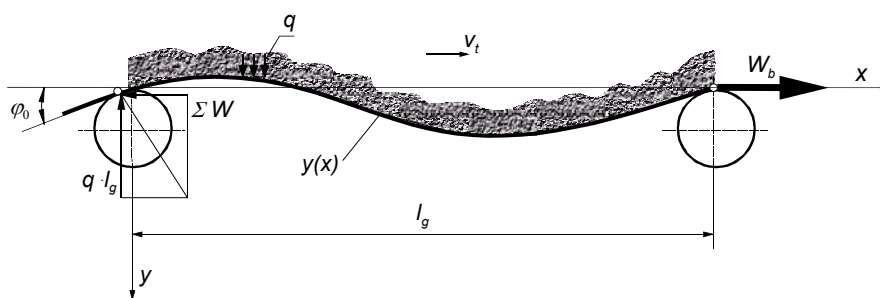
$$\psi_b = \frac{\Delta E_{nb}}{E_{nb}}. \quad (4.44)$$

Na każdym zestawie krążnikowym pojawia się siła W_b , której pokonanie odbywa się kosztem przyrostu siły w taśmie (rys. 4.5). Siła ta, będąca oporem przeginania taśmy, wykonując pracę na drodze l_g , bilansuje straty energii, czyli

$$W_b \cdot l_g = \psi_b \cdot E_{nb}, \quad (4.45)$$

skąd otrzymuje się równanie wyjściowe

$$W_b = \psi_b \cdot \frac{E_{nb}}{l_g}. \quad (4.46)$$



Rys. 4.5. Schemat wyjaśniający istotę oporu przeginania taśmy między dwiema podporami krążnikowymi

Energia zginania taśmy przy założeniu, że jest to belka liniowo sprężysta o stałej sztywności zginania $E \cdot J$ w obszarze jednej odległości podpór l_g , wyznaczana jest z całki

$$E_{nb} = \frac{q \cdot l_g}{2 \cdot E \cdot J} \cdot \int_0^{l_g} M^2(x) \cdot dx. \quad (4.47)$$

Przebieg momentów gnących $M(x)$ na odcinku między zestawami krążnikowymi opisuje równanie (1.88), wyprowadzone w p. 1.2. W równaniu tym występuje składnik zawierający kąt zgięcia początkowego na zestawie krążnikowym φ_0 (gdy $x = 0$). Kąt ten jest różny od 0, ponieważ zakłada się, że wektor wypadkowej reakcji na podporze krążnikowej ma kierunek normalny do linii ugięcia taśmy. Wychylenia wektora wypadkowego, a zatem i linii ugięcia taśmy o kąt φ_0 , określa stosunek dwóch wzajemnie prostopadłych składowych. Składową poziomą jest sumaryczny opór ruchu zestawu krążnikowego ΣW , a składową pionową siła ciężkości taśmy i urobku jest

wyrażona iloczynem $q \cdot l_g$ (rys. 1.10a). Z tego względu w obliczeniach energii sprężystej zginania [14] pojawiają się bezwymiarowe współczynniki uwzględniające warunki brzegowe na podporze (patrz p. 1.1.3):

$$s = \frac{\Sigma W \cdot S_0}{(q \cdot l_g)^2}, \quad (4.48)$$

$$n = \frac{2 \cdot p}{\frac{p}{\operatorname{tgh} p} - 1}. \quad (4.49)$$

Po uwzględnieniu (1.88) i scałkowaniu według zależności (4.47) otrzymuje się

$$E_{nb} = \frac{E \cdot J}{4} \cdot \left(\frac{q}{S_0} \right)^2 \cdot \left[\frac{p}{\operatorname{tgh} p} \cdot (1 + s^2 \cdot n^2) + \frac{p^2}{\sinh^2 p} \cdot (1 - s^2 \cdot n^2) - 2 \right], \quad (4.50)$$

gdzie

$$p = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{EJ}} = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2}{EJ}}. \quad (4.51)$$

Po uwzględnieniu ogólnego przypadku nachylenia trasy przenośnika pod kątem δ należy w obliczeniach przyjąć obciążenie liniowe taśmy

$$q = g \cdot (m_u + B \cdot m_t) \cdot \cos \delta. \quad (4.52)$$

Ostatecznie opór przeginanania taśmy

$$W_b = \psi_b \cdot E \cdot J \cdot \left(\frac{q}{S_0} \right)^2 \cdot \left[\frac{p}{\operatorname{tgh} p} \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{s^2 \cdot n^2}{4} \right) + \frac{p^2}{\sinh^2 p} \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{s^2 \cdot n^2}{4} \right) - \frac{1}{2} \right], \quad (4.53)$$

gdzie:

$E \cdot J$ – sztywność zginania taśmy wyznaczana w zależności od jej przekroju poprzecznego (nieckowy, rurowy lub płaski) wg algorytmów podanych w p. 1.2, $\text{N} \cdot \text{m}^2$;

q – linowe obciążenie taśmy, N/m ;

S – siła w taśmie, N ;

m_u – liniowa masa urobku, kg/m ;

m_t – jednostkowa masa taśmy, kg/m^2 ;

B – szerokość taśmy, m ;

v_t – prędkość taśmy, m/s ;

l_g – odległość zestawów krążnikowych w ciągu górnym, m ;

ΣW – sumaryczny opór ruchu na pojedynczym zestawie krążnikowym, N .

Uwzględnienie w obliczeniach kąta zgięcia początkowego φ_0 wymaga wcześniejszego wyznaczenia współczynnika obliczeniowego s według zależności (4.48), w której jedną z wielkości wpływowych jest sumaryczny opór ruchu na zestawie krążnikowym ΣW . Składnikiem tej siły jest obliczany opór przeginanania taśmy. Ko-

nieczne jest zatem wykonanie obliczeń iteracyjnych. W pierwszym kroku obliczeń wygodnie jest przyjąć, że stosunek oporu całkowitego zestawu ΣW do reakcji na podporze $q \cdot l_g$ jest równy współczynnikowi oporów głównych f , czyli

$$s = f \cdot \frac{S_0}{q \cdot l_g}. \quad (4.54)$$

W obliczeniach wstępnych przENOŚNIKA założenie to jest wystarczające do wyznaczenia oporu przeginania taśmy. W obliczeniach dokładnych w następnym kroku obliczeniowym należy skorygować wartość oporu całkowitego o obliczenia dokonane zgodnie z założeniami upraszczającymi (4.54). Ponawiając obliczenia, w każdym następnym kroku uzyskuje się większą dokładność obliczeń.

W przENOŚNIKACH rurowych mogą być stosowane podpory (zestawy) czterokrężnikowe lub sześciokrężnikowe. W przeciwieństwie do układu nieckowego, gdzie reakcje od krężników działają na taśmę tylko od dołu, w ciągnie rurowym oddziałują krężniki po obwodzie przekroju kołowego. Kąt zgięcia początkowego φ_0 można wtedy pominąć, szczególnie w przypadku podpory sześciokrężnikowej. Należy wówczas przyjąć $s = 0$ i zależność na opór przeginania taśmy dla przENOŚNIKA rurowego uprości się do postaci

$$W_b = \psi_b \cdot E \cdot J \cdot \left(\frac{q}{S_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{p}{\operatorname{tgh} p} + \frac{p^2}{\sinh^2 p} - 2 \right]. \quad (4.55)$$

Właściwości taśm przy zginaniu badano na stanowisku pomiarowym, gdzie dla płaskich próbek taśm rejestrowano przebieg kąta zginania i momentu zginającego przy jednoczesnym rozciąganiu na poziomie naprężeń odpowiadających naprężeniom roboczym [14, 27]. Na podstawie zarejestrowanych pętli histerezy przy obustronnym zginaniu wyznaczono współczynniki tłumienia i sztywności jednostkowe taśm. W przypadku taśm z linkami stalowymi stwierdzono znaczne rozproszenie wyników pomiarów, co jest spowodowane niewielkimi ilościami powietrza pozostającymi zawsze w przestrzeniach między splotkami linek po procesie wulkanizacji w trakcie produkcji taśm. W związku z tym dla wszystkich typów taśm z linkami stalowymi ustalono średnią wartość współczynnika tłumienia przy zginaniu na poziomie

$$\psi_b = 0,573, \quad (4.56)$$

co daje dobre oszacowanie wyników obliczeń [14, 20]. W przypadku taśm tekstylnych, jeśli nie dysponuje się wynikami pomiarów, współczynnik tłumienia przy zginaniu można wyznaczyć z zależności empirycznej

$$\psi_b = \left(1,4 - \frac{h_1 + h_2}{22,5} \right) \cdot e^{(-1,7+0,11 \cdot K)}, \quad (4.57)$$

gdzie:

h_1 i h_2 – grubość okładki bieżnej i nośnej, mm;

K – względny poziom napięcia w taśmie, w % nominalnych naprężeń zrywających.

Pomimo uproszczeń przy szacowaniu współczynnika tłumienia taśmy w podanych zależnościach empirycznych (4.56) i (4.57) uzyskuje się zadowalająco dokładne wyniki obliczeń oporu przeginania taśmy [14, 16, 19, 20].

Jeżeli w obliczeniach oporów jednostkowych uwzględniana jest taśma o podobnych parametrach, to można skorzystać z bardziej dokładnych wyników pomiarów, uwzględniających wpływ napięcia taśmy na wartość współczynnika tłumienia przy zginaniu. Wyniki pomiarów współczynnika tłumienia [14] dla czterech typów taśm z rdzeniem tkaninowym zestawiono w tabeli 4.4.

Wymaganą w obliczeniach sztywności zginania taśmy $E \cdot J$ w zależności od geometrii przekroju poprzecznego cięgna przedstawiono szczegółowo w p. 1.2. W obliczeniach tych ważne jest, czy uwzględnia się zbieganie boczne taśmy (brak symetrii), czy też zakłada się wyidealizowane warunki nominalne (układ symetryczny).

Tabela 4.4. Współczynniki tłumienia taśm z rdzeniem tkaninowym

Typ taśmy, producent	Zakres naprężeń względnych K % naprężeń zrywających	Grubość okładek $h_1 + h_2$ mm	Współczynnik tłumienia przy zginaniu ψ_b
5 TK 420 (Z5P2000)* ZGG Bytom	4÷9	3 + 6	$\exp(-1,8 + 0,13K)$
	4÷9	3 + 0	$\exp(-1,52 + 0,11K)$
6 TK 250 (Z6P1600)* ZGG Bytom	4÷11	3 + 6	$\exp(-1,7 + 0,08K)$
	6÷13	3 + 4,5	$\exp(-1,8 + 0,12K)$
5 TPWz 2000 (GTP2000/5)* FTT „Stomil” Wolbrom	4÷12	3 + 8	$0,035 + 0,62K$
PCV 1000/1 Continental	8÷16	2 + 2	$\exp(-0,96 + 0,42K)$

* W pierwszej kolumnie tabeli podano oznaczenia taśm stosowane w okresie, kiedy prowadzono badania [14]. Stosowane obecnie oznaczenia taśm (zgodnie z obowiązującą normą PN/C-94143) podobnej konstrukcji podano w nawiasach.

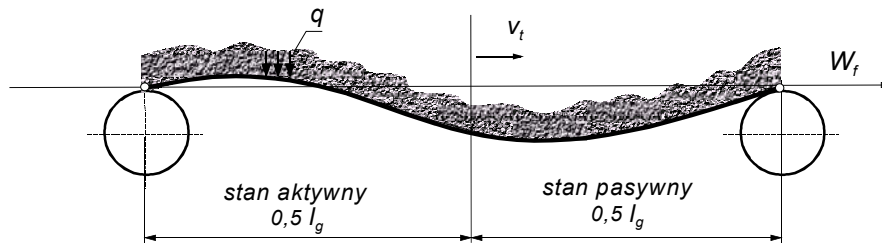
4.1.3. Opór falowania urobku

Opór falowania jest wynikiem cyklicznych deformacji urobku. Deformacje te ściśle się wiążą z ugięciem taśmy między zestawami krążnikowymi i dlatego w wielu wcześniejszych metodach obliczeniowych opór przeginania taśmy oraz opór falowania urobku wyznaczano z jednej wspólnej zależności przybliżonej. Przyjmując założenia modelowe dla urobku potraktowanego jako ośrodek ziarnisty, można wydzielić dwie strefy ruchu taśmy wraz z urobkiem (rys. 4.6). Strefę stanu aktywnego, gdzie taśma wymusza odkształcenia strugi urobku, oraz strefę stanu pasywnego, w której urobek działa na taśmę. Długość każdej z tych stref odpowiada połowie odległości podpór.

Siłami jednostkowymi wymuszającymi odkształcenia (ugięcia taśmy wraz z urobkiem) są równomiernie rozłożone (w obrębie jednego zestawu krążnikowego) liniowe

obciążenia q . W części odpowiadającej stanowi pasywnemu urobku praca tych obciążeń na przemieszczeniach $y(x)$

$$E_{nf} = q \cdot \int_0^{0,5 \cdot l_g} y(x) \cdot dx. \quad (4.58)$$



Rys. 4.6. Schemat do wyznaczania oporu falowania urobku

W obliczeniach oporu falowania można przyjąć linię ugięcia taśmy $y(x)$ w wersji uproszczonej, bez uwzględnienia kąta ugięcia początkowego φ_0 , według zależności (1.87). Wówczas praca deformacji strugi urobku (praca obciążeń zewnętrznych q)

$$E_{nf} = \frac{E \cdot J}{2} \cdot \left(\frac{q}{S_0} \right)^2 \cdot \left[1 + \frac{5 \cdot p^2}{6} - \frac{p}{\operatorname{tgh} p} \right]. \quad (4.59)$$

W obszarze stanu aktywnego urobku zmianie ulega kierunek przepływu strumienia energii i praca deformacji (4.59) częściowo jest oddawana do taśmy. Zakładając, że strumienie energii w obu wydzielonych obszarach są proporcjonalne do nacisków między taśmą i urobkiem, można – zgodnie z prawami mechaniki ośrodków sypkich – względne straty energii wyrazić zależnością [14]

$$\psi_f = 1 - \frac{\operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_w}{2} \right)}{\operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_w}{2} \right)}, \quad (4.60)$$

w której φ_w – kąt tarcia wewnętrznego urobku, rad (lub stopnie), podany w tabeli 4.5.

Zależność (4.60) określa współczynnik tłumienia urobku ψ_f [14]. Podczas ruchu musi pojawić się przyrost siły w taśmie W_f , który odpowiada oporowi falowania urobku. Praca siły W_f na drodze l_g bilansuje energię rozproszoną $\psi_f \cdot E_{nf}$, a zatem

$$W_f \cdot l_g = \psi_f \cdot E_{nf}. \quad (4.61)$$

Po połączeniu równań (4.59), (4.60) i (4.61) uzyskuje się zależność określającą opór falowania urobku

$$W_f = \psi_f \cdot \frac{E \cdot J}{2} \cdot \left(\frac{q}{S_0} \right)^2 \cdot \left[1 + \frac{5 \cdot p^2}{6} - \frac{p}{\operatorname{tgh} p} \right], \quad (4.62)$$

w której:

$$q = g \cdot (m_u + B \cdot m_t) \cdot \cos \delta, \quad p = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{E \cdot J}}, \quad S_0 = S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2, \quad (4.63)$$

$E \cdot J$ – sztywność zginania taśmy, wyznaczana w zależności od jej przekroju poprzecznego (nieckowy, rurowy lub płaski) według algorytmów podanych w p. 1.2, N·m²;

q – linowe obciążenie taśmy, N/m;

S – siła rozciągająca taśmę, N;

S_0 – zastępcza siła w taśmie, N;

m_u – liniowa masa urobku, kg/m;

m_t – jednostkowa masa taśmy, kg/m²,

B – szerokość taśmy, m;

v_t – prędkość taśmy, m/s;

l_g – odległość zestawów krążnikowych w ciągnie górnym, m;

δ – kąt nachylenia trasy, rad (lub stopnie).

Zależność (4.62) obowiązuje zarówno dla przenośników z górnym ciągnem nieckowym, jak i ciągnem rurowym. Z otrzymanych rozwiązań analitycznych wynika, że o wartości składowej oporu falowania (deformacji strugi urobku) decydują zarówno właściwości urobku (wpływ kąta tarcia wewnętrznego ϕ_w), jak i parametry przenośnika (rozstaw krążników l_g , prędkość taśmy v_t itd.) oraz właściwości taśmy ($E \cdot J$). Opór falowania urobku (podobnie jak opór przeginięcia taśmy) zależy od siły napinającej taśmę. Wpływ ten jest szczególnie istotny w obszarach małych sił, tj. w zakresie 2÷3% naprężeń zrywających taśmę (patrz rys. 4.1).

Tabela 4.5. Parametry typowych materiałów transportowanych przenośnikami taśmowymi

Urobek		Gęstość usypowa ρ , kg/m ³	Kąt tarcia wewnętrznego ϕ_w rad (stopnie)
1	2	3	4
Nadkład	suchy	1400÷1800	0,52÷0,78 (30÷45)
	wilgotny	1700÷2200	0,52÷0,61 (30÷35)
Węgiel brunatny	suchy	700÷900	0,61÷0,78 (35÷45)
	wilgotny	900	0,61÷0,70 (35÷40)
Węgiel kamienny	surowy	750÷850	0,61÷0,78 (35÷45)
	drobny	800÷900	0,61÷0,78 (35÷45)
Cement		1200÷1500	0,52÷0,61 (30÷35)

1	2	3	4
Koks		450÷650	0,70÷0,87 (40÷50)
Kwarc łamany		1600÷1750	0,44÷0,52 (25÷30)
Piasek	suchy	1400÷1700	0,69÷0,61 (40÷45)
	wilgotny	1800÷2100	0,61÷0,78/(35÷45)
Popiół	suchy	560÷700	0,69÷0,78/(40÷45)
	wilgotny	700÷900	0,61÷0,78/(35÷45)
Ruda miedzi		1700÷2300	0,78÷0,87/(45÷50)
Ruda żelaza		2200÷3000	0,78÷0,87/(45÷50)
Tłuczeń kamienny		1500÷2000	0,65÷0,87/(37÷50)
Gips		1100÷1300	0,52÷0,70/(30÷40)
Wapień kruszony		1300÷1450	0,66/(38)
Sól kamienna		1000÷1350	0,44÷0,51/(25÷29)
Granit kruszony		1300÷1600	0,62÷0,68/(30÷39)

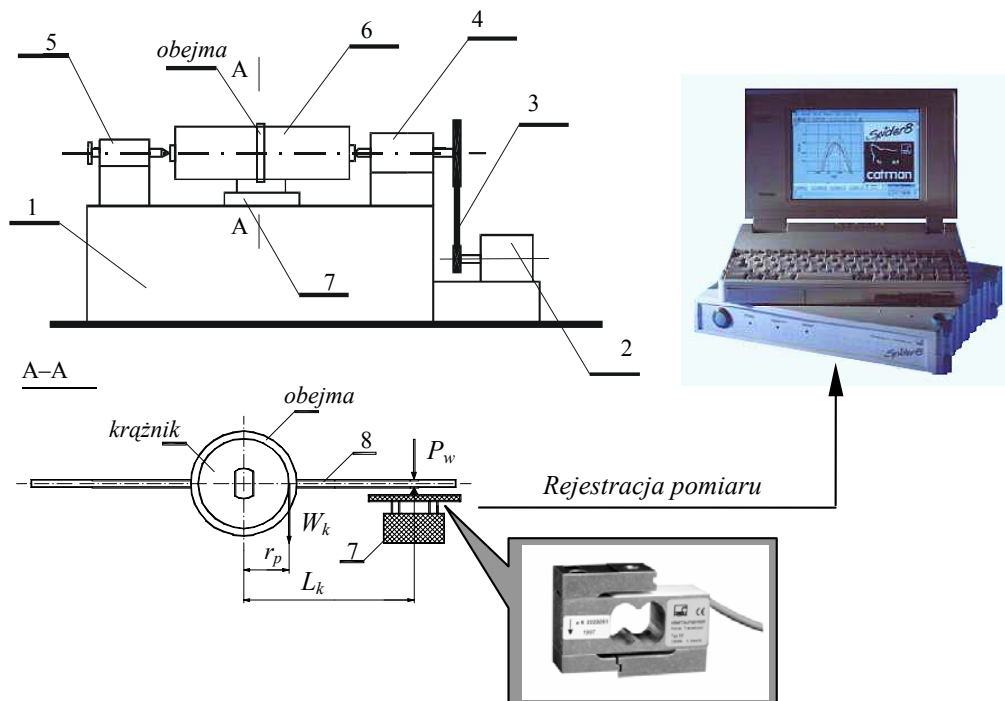
Do obliczeń oporu falowania niezbędna jest znajomość parametrów transportowanego urobku. Większość materiałów transportowanych przenośnikami taśmowymi charakteryzuje się dużą zmiennością właściwości (wpływ składu ziarnowego) i wrażliwością na warunki atmosferyczne (wpływ wilgotności). W tabeli 4.5 zestawiono szacunkowe wartości kąta tarcia wewnętrznego oraz gęstości usypowej dla najbardziej typowych materiałów transportowanych przenośnikami taśmowymi (wg [1, 2, 53] oraz wg CEMA [54]).

4.1.4. Opór obracania krążników

Opór obracania krążnika pojedynczego W_{k1} jest siłą przyłożoną stycznie do płaszcza krążnika, niezbędną do pokonania oporów tarcia w łożyskach i w uszczelnieniu. Składowa ta może być wyznaczona tylko na podstawie badań [33]. Przykład stanowiska pomiarowego do badania oporu obracania krążników pokazano na rysunku 4.7.

Oś krążnika jest mocowana z jednej strony w obrotowym uchwycie (4), na który przekazywane są obroty silnika (2) za pośrednictwem przekładni pasowej (3), z drugiej natomiast podpierana jest dociskowo w nieobrotowym uchwycie (5). Do płaszcza krążnika mocowana jest obejmka z dźwignią (8), wspierającą się na czujniku siły (7). Siła rejestrowana na wadze jest przeliczana na wartość oporu obracania z warunku równowagi momentów względem osi krążnika. O wartości oporu obracania decyduje w dużym stopniu konstrukcja oraz technologia wykonania krążnika. Wielu producentów oferuje obecnie krążniki o tych samych wymiarach, ale różniące się technologią i precyzją wykonania. Najistotniejsze różnice polegają na sposobie wykonania piasty i jej mocowania do płaszcza krążnika oraz na sposobie uszczelnienia komory łożyskowej. Piasty wykonuje się jako elementy tłoczone z blachy, odlewane lub toczone, a następnie spawane, wciskane lub klejone do płaszcza krążnika. Płaszcze krążnika może być wykonany z odcinków rur stalowych walcowanych lub spawanych ze szwem, a także z odcinków rur kalibrowanych lub z tworzyw sztucznych. Osie krąż-

nika są przeważnie toczone z prętów stalowych, a w krążnikach dla większych szerokości taśm środkowa część osi może być wykonana z rury. Podstawowym problemem podczas montażu krążników jest zachowanie współosiowości gniazd łożyskowych. Brak odpowiedniej precyzji powoduje powstawanie naprężeń montażowych, przez co wzrasta opór obracania oraz obniża się trwałość krążnika. O wartości oporu obracania decyduje także rodzaj i wielkość zastosowanego łożyska, sposób jego uszczelnienia oraz ilość wprowadzonego do komory łożyskowej smaru (najczęściej stosowanymi środkami są smar ŁT 4 lub Liten Ep2). Ponadto o wartości tej składowej oporu głównego decydują parametry eksploatacyjne, takie jak: czas pracy krążnika liczony od chwili montażu, temperatura otoczenia oraz prędkość liniowa taśmy.



Rys. 4.7. Stanowisko do pomiaru oporu obracania krążników:
 1 – rama nośna, 2 – silnik elektryczny, 3 – przekładnia pasowa,
 4 – podpora uchwytu obrotowego, 5 – podpora uchwytu dociskowego nieobrotowego,
 6 – badany krążnik, 7 – czujnik siły, 9 – dźwignia

Z badań partii krążników pochodzących od jednego producenta uzyskuje się często wyniki oporu obracania o znacznym rozrzucie, dochodzącym nawet do 100% [33, 35]. Wyznaczone z zależności empirycznych wyniki obliczeń są tylko oszacowaniem wartości średniej w odniesieniu do pojedynczego krążnika. W skali całego przenośni-

ka, gdzie liczba krążników wynosi od 250 do 360 sztuk na każde 100 m trasy, posługiwane się wartościami średnimi daje dobre przybliżenie całkowitych oporów obracania krążników. Dla pojedynczego krążnika opór ten można obliczyć w funkcji prędkości liniowej taśmy v_t i temperatury otoczenia T_C (mierzonej w °C)

$$W_{k1} = C_T \cdot (a_1 + b_1 \cdot v_t). \quad (4.64)$$

Współczynniki oporu obracania: a_1 i b_1 są wyznaczonymi eksperymentalnie wartościami średnimi dla konkretnego typu krążnika. W zakresie badań wpływu temperatury na wartość oporu obracania krążników istnieje duża zbieżność wielu wyników badań (Quaas, Vierlieng, Könecker [14, 53, 54], dzięki którym z zadowalającą dokładnością można obliczyć bezwymiarowy współczynnik wpływu temperatury otoczenia (mierzonej w °C) z następującej zależności wykładniczej:

$$C_T = \exp(0,405 - 0,025 \cdot T_C + 0,00026 \cdot T_C^2). \quad (4.65)$$

Przy założeniu, że pracujące na przenośniku krążniki są w dobrym stanie technicznym (krążniki dotarte, niewykazujące wzrostu temperatury o ponad 20 °C w stosunku do temperatury otoczenia) można przyjąć dolne zakresy wartości współczynników z tabeli 4.6.

Należy zwrócić uwagę, że w ekstremalnie trudnych warunkach eksploatacyjnych (przenośniki górnicze lub przenośniki pracujące w bardzo agresywnym środowisku, np. w zakładach chemicznych) współczynniki oporu obracania krążników osiągają górne granice zakresów podanych w tabeli 4.6 i mogą być nawet dwukrotnie większe niż wartości szacowane na podstawie zależności (4.64) [33]. Z prowadzonych obecnie badań krążników [33, 35] wynika istotny wpływ zastosowanych smarów (szczególnie w niskiej temperaturze) oraz konstrukcji uszczelnienia na opory obracania. Jeżeli prowadzone są obliczenia wstępne przenośnika i brak jest informacji na temat zastosowanych łożysk, smarów i uszczelnień, to jako opór obracania pojedynczego krążnika można przyjąć wartość określoną normą PN-91/M-46 606 (wartości te podano w tabelach 4.7 i 4.8).

Tabela 4.6. Współczynniki obliczeniowe do wyznaczania oporu obracania pojedynczego krążnika

Łożysko	a_1 , N	b_1 , N·s/m	Zakres średnicy krążnika D_K , m	Zakres szerokości taśmy B , m
6202	0,5÷0,6	0,05÷0,15	do 0,089	do 0,8
6204	0,6÷0,8	0,2÷0,4	od 0,063 do 0,159	
6205	0,7÷0,8	0,2÷0,4		od 0,8 do 1,2
6206	0,7÷1,0	0,2÷0,5		
6304	1,3÷2,05	0,3÷0,5	od 0,089 do 0,133	od 1,4 do 1,8
6305	0,8÷1,9	0,3÷0,6	od 0,089 do 0,159	

1	2	3	4	5
6306	1,6÷1,9	0,3÷0,7	od 0,133 do 0,159	
6308	1,6÷3,5	0,4÷0,7	od 0,108 do 0,194	
6310	3,5÷4,5	0,5÷0,8	od 0,159 do 0,194	
6312	7,0÷8,0	0,9÷1,0	od 0,194 do 0,219	od 2,0

Tabela 4.7. Zalecane normą PN-91/M-46 606 parametry krążników górnych (nośnych)

Średnica zewnętrzna krążnika D_K , mm	63	89	108	133	159	194
Wielkość łożyska	6204		6204 6206		6204 6206 6308	6310 6312
Wartość siły przyłożonej do płaszcza powodującej obrót krążnika gładkiego przy unieruchomionej osi, czyli opór obracania W_{kl} , N	3,5			4,5		6,5

Tabela 4.8. Zalecane normą PN-91/M-46 606 parametry krążników dolnych tarczowych lub pierścieniowych

Średnica zewnętrzna krążnika D_K , mm	133	159	194	219	245
Wielkość łożyska	6204 6205 6306		6308 6310 22310	6310 22308	6312 22312
Wartość siły przyłożonej do płaszcza powodującej obrót krążnika tarczowego lub pierścieniowego przy unieruchomionej osi (opór obracania) W_{kl} , N	3,0		4,0	5,0	

4.1.5. Opory tarcia (ślizgania) taśmy na krążnikach

Przyczyną powstawania tej składowej oporów głównych jest ruch względny (ślizganie) taśmy na krążnikach, któremu zawsze towarzyszą siły tarcia. Składowe siły tarcia na poszczególnych krążnikach, zrzutowane na kierunek ruchu taśmy, dają sumaryczny opór tarcia zestawu. Ruch względny może występować w wyniku bocznego zbiegania taśmy lub w wyniku ustawienia krążników podpierających z wyprzedzeniem. Przez wyprzedzenie należy rozumieć wychylenia osi krążników z płaszczyzny prostopadłej do osi podłużnej taśmy. W sztywnych zestawach krąż-

nikowych krążniki boczne wychyla się specjalnie z niewielkim kątem w kierunku ruchu taśmy ($\varphi_b \approx 1^\circ$) w celu wywołania sił tarcia w kierunku do osi. Jest to jeden ze sposobów centrowania (prostoliniowego prowadzenia taśmy) na trasie przenośnika [1, 53]. Z wyprzedzeniem ustawia się przeciętnie co dziesiąty, maksymalnie co szósty zestaw krążnikowy.

Większa liczba zestawów z wyprzedzeniem powoduje nadmierny wzrost oporów ruchu przenośnika. Na krzywoliniowych odcinkach trasy z krzywizną w płaszczyźnie poziomej ukosuje się całe zestawy krążnikowe w celu wywołania sił tarcia utrzymujących stabilność poprzeczną taśmy [38, 44].

Opór ruchu wywołany wychyleniem tylko bocznych krążników dla zestawu trójkrążnikowego

$$W_{rb} = \mu_0 \cdot (R_1 + R_2) \cdot \sin \varphi_b, \quad (4.66)$$

gdzie:

μ_0 – kinetyczny współczynnik tarcia między taśmą i krążnikiem (patrz p. 3.3);

R_1 i R_2 – wypadkowe reakcje normalne na krążnikach bocznych, N;

φ_b – kąt wyprzedzenia krążników bocznych, rad (lub stopnie).

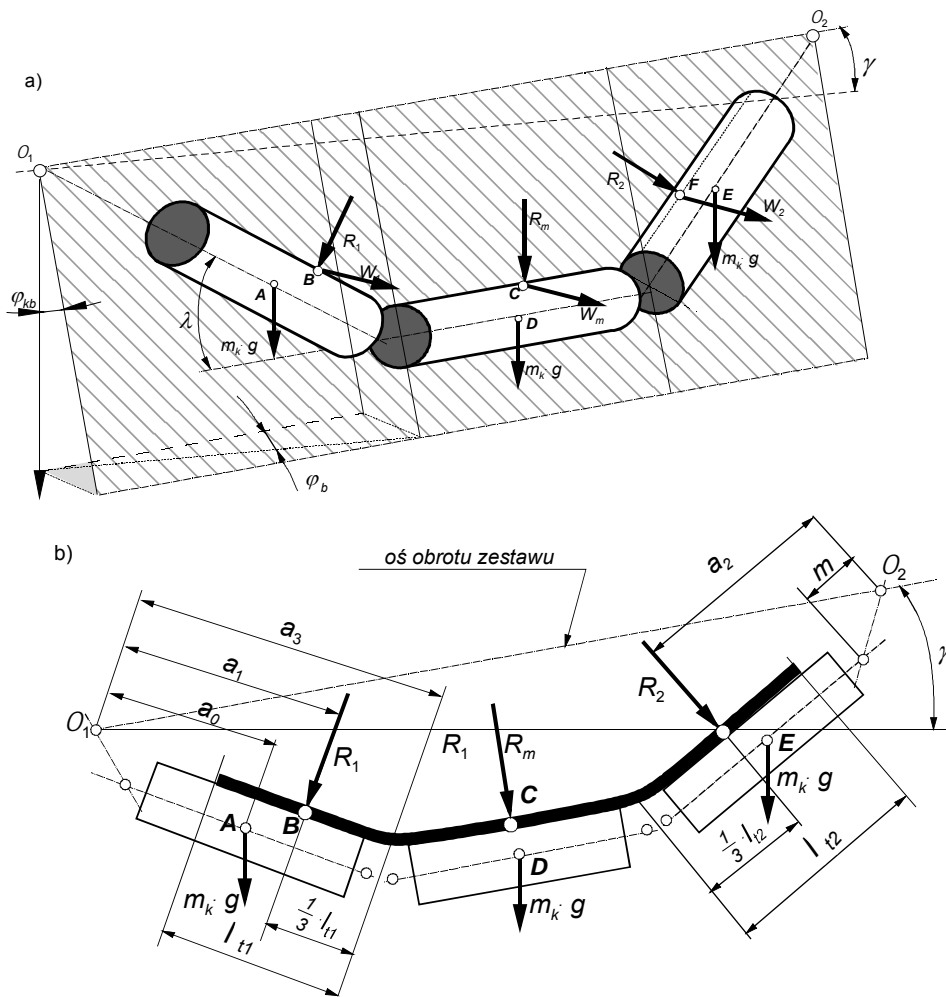
Taka sama zależność będzie obowiązywać dla zestawów dolnych dwukrążnikowych. W czasie biegu taśmy po trasie zabudowanej z przegubowych zestawów krążnikowych występuje zjawisko samoczynnego wychylania się zestawów z płaszczyzny pionowej, w wyniku: działania sił ciężkości na poszczególne krążniki oraz reakcji taśmy w postaci sił normalnych na krążnikach oraz oporów ruchu. Efektem wychylania się całego zestawu jest wyprzedzenie bocznych krążników. W zależności od kierunku wychylenia się zestawu zmieniają swój kierunek działania siły tarcia, jakie pojawiają się w strefach kontaktu taśmy z krążnikami. Przy wychyleniu zestawu przegubowego w kierunku ruchu taśmy pojawia się wyprzedzenie ujemne krążników bocznych ($\varphi_b < 0$). Przy wychyleniu przeciwnym (na przykład na odcinkach wznoszących) mamy do czynienia z samoczynnym ustawieniem krążników bocznych z wyprzedzeniem dodatnim ($\varphi_b > 0$). Występujące wtedy siły tarcia oraz ich kierunki działania odgrywają istotną rolę dla zachowania równowagi taśmy na odcinku krzywoliniowym trasy, a także wpływają na wielkość reakcji na krążniku środkowym zestawu.

Kąt wychylenia z płaszczyzny pionowej pojedynczego, przegubowego zestawu krążnikowego φ_{kb} na odcinku trasy o kącie nachylenia δ wyznacza się według równania równowagi momentów względem możliwej osi obrotu, tj. linii łączącej punkty zawieszenia zestawu O_1 i O_2 (rys. 4.8).

Podczas rozpatrywania warunku równowagi momentów układu przedstawionego na rysunku 4.8 istotne jest określenie punktów przyłożenia poszczególnych sił. Punkty te wyznacza się na podstawie następujących parametrów geometrycznych:

➤ a_0 – odległość środka ciężkości krążnika bocznego od punktu zawieszenia O_1 lub O_2 ,

- a_1, a_2 – odległość linii działania wypadkowej reakcji normalnej R_1 lub R_2 na krążniku bocznym od punktu zawieszenia O_1 lub O_2 ;
- a_3 – odległość od osi obrotu O_1 – O_2 punktu zgięcia niecki taśmy.



Rys. 4.8. Siły działające na pojedynczy zestaw krążnikowy oraz podstawowe wymiary przy wychyleniu zestawu o kąt γ : a) w widoku ogólnym, b) w przekroju poprzecznym

Wielkości a_0 i a_3 zależą od znormalizowanych parametrów przegubowych zestawów krążnikowych. Punkty przyłożenia wektorów R_1 i R_2 oraz W_1 i W_2 , a zatem i parametry a_1 i a_2 zależą od chwilowego ułożenia taśmy i urobku na zestawie krążnikowym. Ze względu na rozkład nacisków na krążniku (patrz rys. 4.4) wzdłuż odcinków l_{k1} i l_{k2} przyjmuje się, że wypadkowe reakcje R_1 i R_2 mają punkty przyłożenia na $1/3$ długości odcinków l_{t1} i l_{t2} (patrz rys. 4.8b), stąd:

$$a_1 = a_3 - \frac{1}{3} \cdot l_{t1}, \quad (4.67)$$

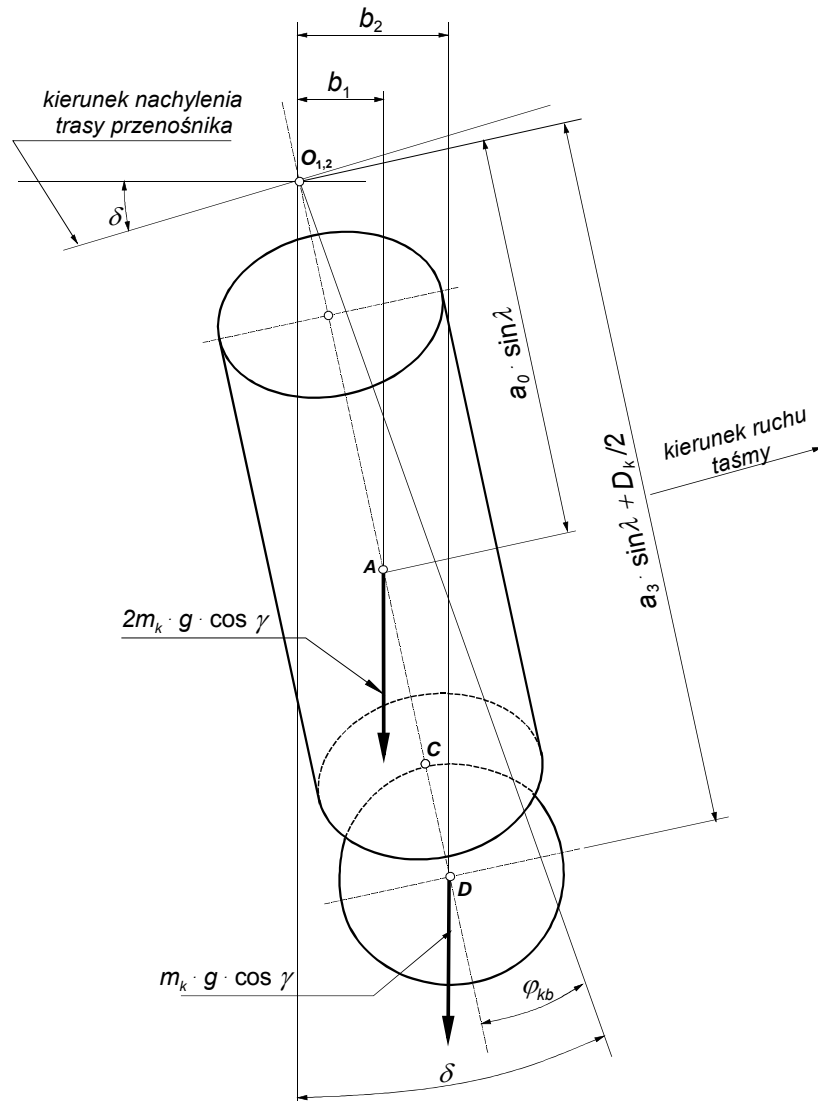
$$a_2 = a_3 - \frac{1}{3} \cdot l_{t2}. \quad (4.68)$$

W obliczeniach przyjęto, że w punktach przyłożenia reakcji R_1 , R_2 i R_m działają prostopadle skierowane do nich składowe oporów ruchu poszczególnych krążników: W_1 , W_2 i W_m . Rozkład sumarycznego oporu ruchu pojedynczego zestawu na składowe przypisane pojedynczym krążnikom jest skomplikowany. O ile opory obracania krążników czy opory toczenia taśmy można analitycznie wyznaczyć w rozbiu na pojedynczy krążnik, o tyle opory przeginania taśmy oraz opory falowania urobku są liczone jedynie globalnie dla całego zestawu. W związku z tym przyjęto, że opory przeginania taśmy przypadające na poszczególne krążniki pojedynczego zestawu krążnikowego rozkładają się proporcjonalnie do długości odcinków niecki: l_{t1} , l_{t2} i l_m (mierzonych po szerokości taśmy B), a opory falowania urobku proporcjonalnie do szerokości zalegania urobku w niecce l_{s1} , l_{s2} i l_m . Opory ruchu na pojedynczych krążnikach

$$\begin{aligned} W_1 &= W_{e1} + W_{k1} + W_b \cdot \frac{l_{t1}}{B} + W_f \cdot \frac{l_{s1}}{l_{s1} + l_{s2} + l_m}, \\ W_m &= W_{em} + W_{k1} + W_b \cdot \frac{l_m}{B} + W_f \cdot \frac{l_m}{l_{s1} + l_{s2} + l_m}, \\ W_2 &= W_{e2} + W_{k1} + W_b \cdot \frac{l_{t2}}{B} + W_f \cdot \frac{l_{s2}}{l_{s1} + l_{s2} + l_m}, \end{aligned} \quad (4.69)$$

gdzie:

- W_{e1} , W_{e2} i W_{em} – opór toczenia krążnika lewego, prawego i środkowego według zależności (4.29) lub (4.30), N;
- W_{k1} – opór obracania pojedynczego krążnika według zależności (4.64) i (4.65), N;
- W_b – opór przeginania taśmy obliczany dla całego zestawu według zależności (4.53) lub (4.55), N;
- W_f – opór falowania urobku obliczany dla całego zestawu według zależności (4.62), N;
- l_{t1} , l_{t2} i l_m – wymiary przekroju poprzecznego niecki taśmy w obszarze krążnika lewego, prawego i środkowego;
- l_{s1} , l_{s2} – szerokości zasypania urobkiem lewej i prawej części niecki, m (patrz rys. 4.13);
- B – szerokość taśmy ($B = l_{t1} + l_{t2} + l_m$), m.



Rys. 4.9. Schemat do wyznaczania momentu wywołanego siłami ciężkości krążników

W równaniach równowagi momentów przegubowego zestawu krążnikowego uwzględnia się składowe wektorów sił zrzutowane na kierunek prostopadły do osi wychylenia O_1-O_2 . W typowych przenośnikach jest to kierunek pionowy. W przenośnikach krzywoliniowych przy wychyleniu zestawu o kąt γ jest to kierunek wychyłony z pionu o wartość tego kąta. Ponieważ rozpatrywany jest przypadek ogólny przy założeniu, że $\gamma \neq 0$, odległości linii działania sił ciężkości od osi obrotu (rys. 4.9) wyznacza się zatem z równań:

$$\frac{b_1}{a_0 \cdot \sin \lambda} = \sin(\delta - \varphi_{kb}),$$

$$\frac{b_2}{a_3 \cdot \sin \lambda + \frac{D_k}{2}} = \sin(\delta - \varphi_{kb}),$$
(4.70)

a zatem

$$b_1 = a_0 \cdot \sin \lambda \cdot \sin(\delta - \varphi_{kb})$$
(4.71)

oraz

$$b_2 = \left(a_3 + \frac{D_k}{2 \cdot \sin \lambda} \right) \cdot \sin \lambda \cdot \sin(\delta - \varphi_{kb}).$$
(4.72)

Działający w prawo względem osi obrotu O_1-O_2 moment wywołany siłami ciężkości trzech krążników zestawu

$$M_k = 2 \cdot m_k \cdot g \cdot b_1 + m_k \cdot g \cdot b_2$$
(4.73)

Po uwzględnieniu zależności (4.71) i (4.72)

$$M_k = C_k \cdot \sin \lambda \cdot \sin(\delta - \varphi_{kb}),$$
(4.74)

gdzie:

$$C_k = g \cdot m_k \cdot \left(2 \cdot a_0 + a_3 + \frac{D_k}{2 \sin \lambda} \right) \cdot \sin \lambda.$$
(4.75)

Moment M_r wywołany reakcjami krążników i działający w kierunku przeciwnym niż M_k , zgodnie ze schematem podanym na rysunku 4.10,

$$M_r = c_1 \cdot R_1 \cdot \cos \lambda + c_2 \cdot R_2 \cdot \cos \lambda + c_3 \cdot R_m,$$
(4.76)

przy czym odpowiednie ramiona sił wyznaczają równania:

$$\begin{aligned} c_1 &= a_1 \cdot \sin \varphi_{kb}, \\ c_2 &= a_2 \cdot \sin \varphi_{kb}, \\ c_3 &\cong a_3 \cdot \sin \varphi_{kb}, \end{aligned}$$
(4.77)

ostatecznie

$$M_r = A_R \cdot \sin \lambda \cdot \sin \varphi_{kb},$$
(4.78)

gdzie

$$A_R = R_1 \cdot a_1 \cdot \cos \lambda + R_2 \cdot a_2 \cdot \cos \lambda + R_m \cdot a_3.$$
(4.79)

Podobnie jak w przypadku dwóch poprzednich składowych M_R i M_k , wyznacza się moment wywołany oporami ruchu działającymi na pojedynczy przegubowy zestaw krążnikowy (rys. 4.11). Dla tego momentu wyznaczonego względem osi obrotu O_1-O_2 obowiązuje równanie

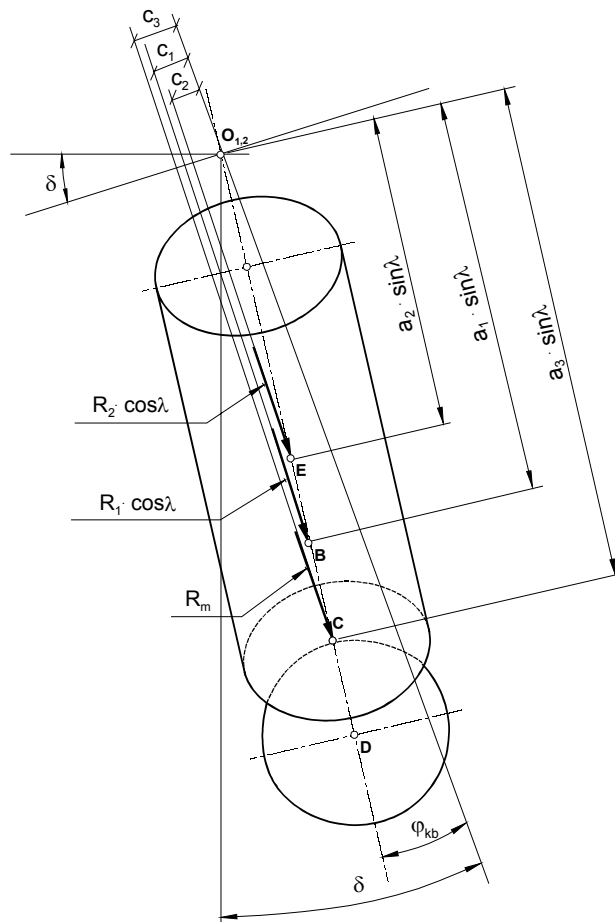
$$M_w = W_1 \cdot \cos \varphi_{kb} \cdot a_1 \cdot \sin \lambda + W_2 \cdot \cos \varphi_{kb} \cdot a_2 \cdot \sin \lambda + W_m \cdot \cos \varphi_{kb} \cdot a_3 \cdot \sin \lambda, \quad (4.80)$$

czyli

$$M_w = B_W \cdot \sin \lambda \cdot \cos \varphi_{kb}, \quad (4.81)$$

gdzie

$$B_W = W_1 \cdot a_1 + W_2 \cdot a_2 + W_m \cdot a_3. \quad (4.82)$$



Rys. 4.10. Schemat do wyznaczania momentu wywołanego reakcjami kółek

Z warunku równowagi momentów

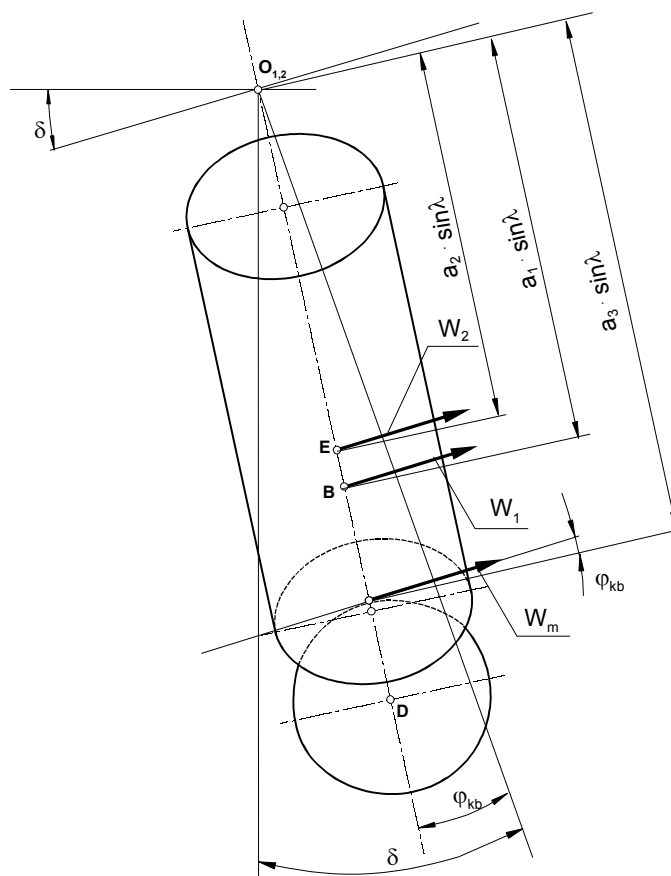
$$M_k = M_r + M_w \quad (4.83)$$

wynika równanie ogólne

$$C_K \cdot \sin(\delta - \varphi_{kb}) = A_R \cdot \sin \varphi_{kb} + B_W \cdot \cos \varphi_{kb}. \quad (4.84)$$

Z równania tego można przejść do zależności

$$\sin(\delta - \varphi_{kb}) = \frac{A_R \cdot \sin \varphi_{kb} + B_W \cdot \cos \varphi_{kb}}{C_K}. \quad (4.85)$$



Rys. 4.11. Schemat do wyznaczania momentu wywołanego oporami ruchu

Po rozwiązaniu równania (4.85) względem φ_{kb} otrzymuje się

$$\varphi_{kb} = \arctg \left(\frac{B_W - C_K \cdot \sin \delta}{A_R + C_K \cdot \cos \delta} \right). \quad (4.86)$$

Jeżeli płaszczyzna, na której znajdują się osie kół zestawu przegubowego, wychylona jest względem kierunku pionowego o kąt φ_{kb} , to sinus kąta wyprzedzenia kół bocznych

$$\sin \varphi_b = \sin \lambda \cdot \sin(\delta - \varphi_{kb}), \quad (4.87)$$

a zatem

$$\sin \varphi_b = \frac{A_R \cdot \sin \varphi_{kb} + B_W \cdot \cos \varphi_{kb}}{C_K} \cdot \sin \lambda. \quad (4.88)$$

Po wyznaczeniu kąta wyprzedzenia krążników bocznych opór ślizgania taśmy po tych krążnikach

$$W_{rb} = |\sin \varphi_b| \cdot \mu_0 \cdot (R_1 + R_2) = |\sin \lambda \cdot \sin(\delta - \varphi_{kb})| \cdot \mu_0 \cdot (R_1 + R_2), \quad (4.89)$$

gdzie:

μ_0 – kinetyczny współczynnik tarcia między taśmą i krążnikiem (patrz p. 3.3);
 R_1 i R_2 – wypadkowe reakcje normalne na krążnikach bocznych, N.

Oprócz oporów wywołanych wyprzedzeniem krążników na trasie przenośnika W_{rb} występują także opory wynikające z tarcia taśmy o krążniki przy zbieganiu bocznym W_{rz} . W warunkach eksploatacyjnych obserwuje się przemieszczanie taśmy względem krążników w kierunku poprzecznym do osi taśmy (zbieganie boczne taśmy). Przemieszczenia te mają charakter losowy, w związku z tym pojawiające się w wyniku zbiegania siły tarcia i opory tarcia są zmiennymi losowymi. Oprócz losowego zbiegania taśmy na odcinkach o krzywiznie poziomej występuje również zbieganie taśmy wynikające z warunków równowagi poprzecznej. To zbieganie nie wpływa bezpośrednio na powstawanie oporów tarcia. O zmienności losowej procesu bocznego zbiegania taśmy decydują następujące czynniki:

- dokładność ustawienia trasy przenośnika wzdłuż linii prostej (lub wytyczonej krzywizny),
- warunki podawania urobku na taśmę (niesymetryczność strugi urobku),
- trwale i nierównomiernie rozkładające się po szerokości odkształcenia taśmy (zmienność tych odkształceń może być efektem wielokrotnych deformacji na odcinkach przejściowych lub krzywiznach trasy, przy jednoczesnej niedoskonałości konstrukcji taśmy),
- dokładność połączeń taśmy.

Parametrem identyfikującym losowy ruch boczny taśmy jest wartość zbiegania bocznego taśmy s_B (rys. 4.12). W przedziale czasu Δt , w którym zaobserwowano przemieszczenie s_B , wykonana jest praca sił tarcia na krążnikach

$$\Delta E_T = \mu_0 \cdot (R_1 + R_m + R_2) \cdot s_B. \quad (4.90)$$

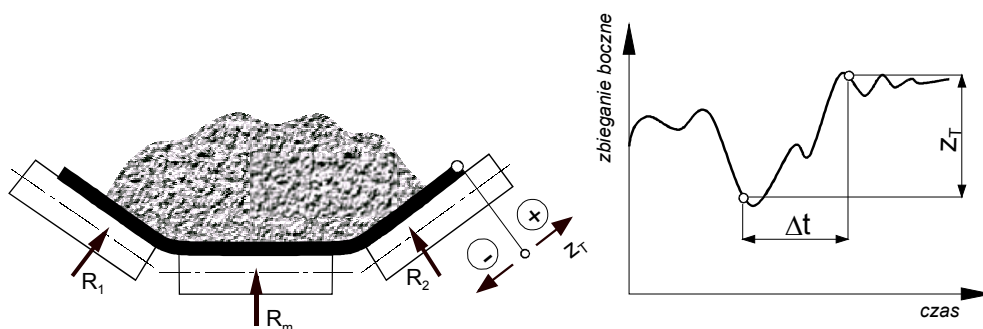
Energia dostarczona do taśmy na pokonanie sił tarcia na pojedynczym zestawie jest równa iloczynowi siły będącej oporem tarcia W_{rz} i przemieszczenia tej siły, wynoszącego $v_t \cdot \Delta t$. Z bilansu energii wynika zależność na składową oporu tarcia w wyniku zbiegania bocznego taśmy

$$W_{rz} = \mu_0 \cdot (R_1 + R_m + R_2) \cdot \frac{s_B}{v_t \cdot \Delta t}, \quad (4.91)$$

gdzie:

μ_0 – kinetyczny współczynnik tarcia między taśmą i krążnikiem (patrz p. 3.3);

- R_1, R_2 i R_m – wypadkowe reakcje normalne na krążnikach, N;
 s_B – zmienny losowo parametr zbiegania bocznego taśmy, m;
 v_t – prędkość taśmy, m/s;
 Δt – przedział czasu, w którym wystąpiło zbieganie boczne taśmy $s_B = c_X \cdot B$, s.



Rys. 4.12. Parametry wyznaczające opór tarcia w wyniku losowego zbiegania taśmy

Obliczenie oporu tarcia taśmy o krążniki w wyniku losowego zbiegania bocznego taśmy (oporu ślizgania) możliwe jest tylko metodami symulacyjnymi. Kluczowym zagadnieniem w obliczeniach symulacyjnych jest określenie zmienności parametru $s_B = c_X \cdot B$. Dobre oszacowanie wartości oporów tarcia dla długiego przenośnika (o długości trasy powyżej 300 m) można uzyskać dzięki zastosowaniu logiki liczb rozmytych, gdzie arbitralnie, na podstawie subiektywnej oceny stanu trasy przenośnika i według specjalnego algorytmu, generowane są liczby rozmyte, odwzorowujące zbieganie boczne taśmy [22]. Badania symulacyjne Kawalca [43], potwierdzone wynikami pomiarów na przesuwanych przenośnikach nadkładowych w KWB „Konin”, wykazały, że opory ślizgania taśmy mogą stanowić od 12 do 16% całkowitych oporów ruchu przenośnika. W obliczeniach projektowych można uwzględnić cztery możliwe poziomy zbiegania bocznego taśmy:

- brak zbiegania (przypadek idealny tylko dla taśm i trasy w doskonałym stanie technicznym) – $s_B = 0$;
- zbieganie małe (dobre warunki eksploatacyjne) – $s_B = 0,0065 \cdot B$;
- zbieganie średnie (przeciętne warunki eksploatacyjne) – $s_B = 0,03 \cdot B$;
- zbieganie duże (niekorzystne warunki eksploatacyjne) – $s_B = 0,055 \cdot B$.

Podane zakresy zbiegania taśmy określono na podstawie badań statystycznych z zastosowaniem teorii i algorytmów zbiorów rozmytych [43]. Odnoszą się one do przedziału czasu potrzebnego na pokonanie odcinka trasy równego pięciokrotnej długości rozstawu krążników w ciągnie górnym. Dzięki temu założeniu oraz po uwzględnieniu współczynnika zbiegania bocznego c_X zależność (4.91) można uprościć do postaci

$$W_{rz} = \mu_0 \cdot (R_1 + R_m + R_2) \cdot \frac{c_X \cdot B}{5 \cdot l_g}, \quad (4.92)$$

gdzie:

c_X – współczynnik określający poziom zbiegania bocznego taśmy w zakresie od 0 do 0,055 dla zbiegania dużego;

l_g – rozstaw krążników górnych, m;

B – szerokość taśmy, m.

Takie same zakresy zbiegania bocznego obowiązują podczas rozpatrywania oporów tarcia w cięgnie dolnym, przy czym odnoszą się one do przedziału czasowego potrzebnego na przemieszczenie taśmy na drodze równej jednokrotnej odległości podpór w cięgnie dolnym, dlatego dla najbardziej typowego zestawu dwukrążnikowego słuszna jest zależność

$$W_{rz} = \mu_0 \cdot (R_{d1} + R_{d2}) \cdot \frac{c_X \cdot B}{l_d}, \quad (4.92)$$

w której:

l_d – odległość (rozstaw) zestawów dolnych, m;

R_{d1}, R_{d2} – wypadkowa reakcja na krążniku lewym i prawym zestawu, N.

W przenośniku z cięgnem rurowym odpowiednikiem zbiegania bocznego jest kąt skręcenia cięgna φ_T , mierzony względem osi będącej środkiem symetrii rury utworzonej z taśmy. Przemieszczenie taśmy względem krążników zaobserwowane na drodze taśmy równej pięciokrotnemu rozstawowi podpór

$$s_B = c_\varphi \cdot D_R = \varphi_T \cdot \frac{D_R}{2}. \quad (4.93)$$

Współczynnik skręcania $c_\varphi = \varphi_T/2$ cięgna może być szacowany na czterech poziomach:

- $c_\varphi = 0$ – brak zbiegania;
- $c_\varphi = 0,087$ – dobre warunki eksploatacyjne (skręcenie do 10°);
- $c_\varphi = 0,25$ – przeciętne warunki eksploatacyjne (skręcenie do 30°);
- $c_\varphi = 0,35$ – niekorzystne warunki eksploatacyjne (skręcenie do 40°).

Po uwzględnieniu różnych poziomów skręcania się cięgna rurowego opór tarcia wywołany tym zjawiskiem

$$W_{rz} = \mu_0 \cdot \sum R_i \cdot \frac{c_\varphi \cdot D_R}{5 \cdot l_{g,d}}, \quad (4.94)$$

gdzie:

D_R – średnica rury utworzonej ze zwiniętej taśmy, m;

$\sum R_i$ – suma wszystkich reakcji normalnych na krążnikach zestawu ($i = 4$ lub 6), N;

$l_{g,d}$ – odległość zestawów krążnikowych w cięgnie górnym lub dolnym, m.

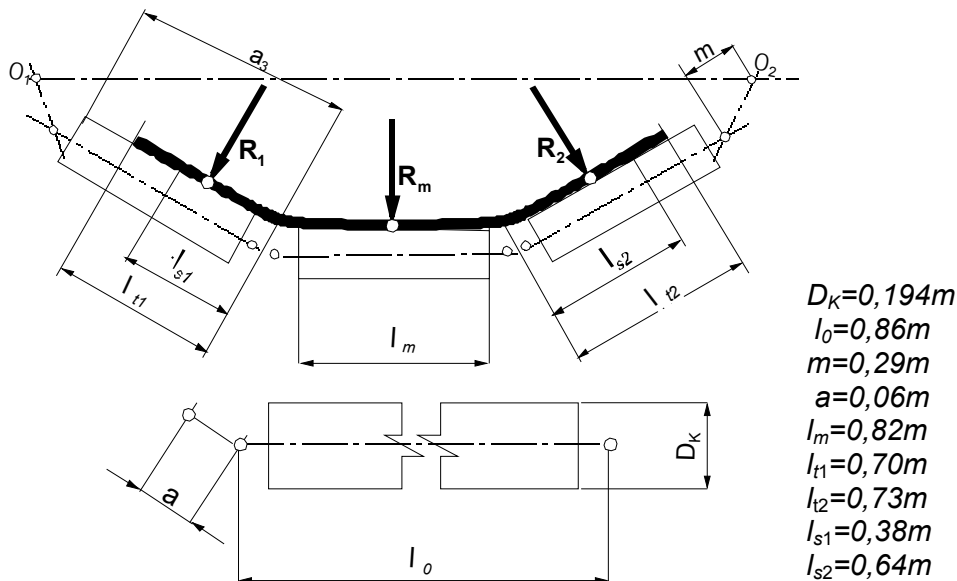
Dotychczasowe doświadczenia eksploatacyjne z przenośnikami rurowymi [54] wskazują na problem skręcania się cięgien (przemieszczająca się kątowno zakładka), a zatem konieczne jest uwzględnienie w obliczeniach oporu ślizgania (tarcia) taśmy.

Przykłady obliczeń oporów głównych metodą oporów jednostkowych

Przykład 1

Wyznaczyć analitycznie składowe oporów głównych na pojedynczym górnym zestawie krążnikowym przenośnika dla siły w taśmie $S = 142 \text{ kN}$ oraz dla następujących danych:

Wymiary geometryczne zestawu krążnikowego podano na rysunku 4.13.



Rys. 4.13. Wymiary taśmy, zestawu krążnikowego przegubowego oraz strugi urobku w przekroju poprzecznym ciągną górnego

Taśma

- St 3150 o szerokości $B = 2,25 \text{ m}$, grubość taśmy $h_t = 29 \text{ mm}$, grubość okładki bieżnej $h_1 = 9 \text{ mm}$, grubość okładki nośnej $h_2 = 12 \text{ mm}$, grubość rdzenia taśmy $h_r = 9 \text{ mm}$, średnica linki w taśmie $d_l = 8,5 \text{ mm}$, twardość gumy okładkowej 60°Sh , moduł sprężystości gumy okładkowej przy ściskaniu wg [14] $E_1 = 40 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$, moduł sprężystości gumy rdzeniowej przy ściskaniu wg [14] $E_r = 25,7 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$, masa jednostkowa taśmy $m_t = 45,4 \text{ kg/m}^2$, sztywność zginania taśmy (dla układu geometrycznego niecki podanego na rysunku 4.13, zgodnie z algorytmem podanym w p. 1.1.3) $E \cdot J = 39\,598 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Transportowany materiał

- nadkład o gęstości usypowej $\rho = 1700 \text{ kg/m}^3$, kąt tarcia wewnętrzznego $\varphi_w = 0,61 \text{ rad}$ (35°), kąt tarcia urobek–taśma $\varphi_s = 0,265 \text{ rad}$ (15°).

Parametry konstrukcyjne przenośnika

- prędkość taśmy $v_t = 5,24 \text{ m/s}$, rozstaw krążników górnych $l_g = 1,0 \text{ m}$, zestawy trójkrażnikowe przegubowe – liczba krążników w zestawie górnym $z_g = 3$, masa pojedynczego krążnika $m_k = 58 \text{ kg}$, masa części obrotowej krążnika $m_{kg} = 33 \text{ kg}$,

kąt nachylenia trasy $\delta = 0^\circ$, przekrój nominalny strugi urobku na przenośniku dla kąta niecki $\lambda = 0,78 \text{ rad}$ (45°) wg [53] $A_{\text{nom}} = 0,6778 \text{ m}^2$.

Warunki eksploatacyjne

- załadowanie taśmy urobkiem (nominalne) $k_z = 1,0$; temperatura pracy $T_C = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; zbieganie boczne taśmy $s_B = 0,015 \text{ m}$; reakcja na krążniku bocznym lewym $R_1 = 5072 \text{ N}$, reakcja na krążniku bocznym prawym $R_2 = 5648 \text{ N}$, reakcja na krążniku środkowym $R_m = 6194 \text{ N}$.

Opór toczenia taśmy

Długość strefy kontaktu taśmy z krążnikiem środkowym wg (4.34)

$$l_{km} = B \cdot (0,35 + 0,02 \cdot k_z^2) = 2,25 \cdot (0,35 + 0,02 \cdot 1,0^2) = 0,8075 \text{ m}$$

oraz krążnikiem bocznym w układzie symetrycznym (bez zbiegania bocznego taśmy) według (4.35)

$$l_{ks} = B \cdot (0,03 + 0,16 \cdot k_z^2) = 2,25 \cdot (0,03 + 0,16 \cdot 1,0^2) = 0,4275 \text{ m}.$$

Po uwzględnieniu bocznego zbiegania taśmy długości stref kontaktu taśmy według zależności (4.36) i (4.37)

$$l_{k1} = \frac{2 \cdot R_1}{R_1 + R_2} \cdot l_{ks} = \frac{2 \cdot 5072}{5072 + 5648} \cdot 0,4275 = 0,4045 \text{ m},$$

$$l_{k2} = \frac{2 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \cdot l_{ks} = \frac{2 \cdot 5648}{5072 + 5648} \cdot 0,4275 = 0,4505 \text{ m}.$$

Jednostkowa sztywność poprzeczna (przy wgniataniu) taśmy z rdzeniem z linek stalowych

$$c_e = \frac{E_1 \cdot E_r}{h_1 \cdot E_r + (0,5 \cdot h_r - 0,3 \cdot d_1) \cdot E_1}$$

$$= \frac{40,0 \cdot 10^6 \cdot 25,7 \cdot 10^6}{0,008 \cdot 25,7 \cdot 10^6 + (0,5 \cdot 0,009 - 0,3 \cdot 0,0085) \cdot 40 \cdot 10^6} = 3,625 \cdot 10^9 \text{ N/m}^3.$$

Znając sztywność poprzeczną, można na podstawie empirycznej zależności (4.33) obliczyć bezwymiarowy współczynnik tłumienia przy cyklicznym dogniataniu taśmy

$$\psi_e = \frac{1}{1,783 + 0,093 \cdot c_e \cdot 10^{-9}} = \frac{1}{1,783 + 0,093 \cdot 3,625} = 0,472.$$

Pomijając promień zgięcia taśmy na zestawie krążnikowym, do obliczania oporu toczenia na poszczególnych krążnikach można zastosować przybliżony wzór (4.30), wówczas opory toczenia na poszczególnych krążnikach

$$W_{e1} = 0,463 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{R_1^4}{D_k^2 \cdot l_{k1} \cdot c_e}} = 0,463 \cdot 0,472 \cdot \sqrt[3]{\frac{5072^4}{0,194^2 \cdot 0,4045 \cdot 3,625 \cdot 10^9}} = 50,0 \text{ N},$$

$$W_{e2} = 0,463 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{D_k^2 \cdot l_{k2} \cdot c_e}} = 0,463 \cdot 0,472 \cdot \sqrt[3]{\frac{5648^4}{0,194^2 \cdot 0,4505 \cdot 3,625 \cdot 10^9}} = 55,7 \text{ N},$$

$$W_{em} = 0,463 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{R_m^4}{D_k^2 \cdot l_{km} \cdot c_e}} = 0,463 \cdot 0,472 \cdot \sqrt[3]{\frac{6194^4}{0,194^2 \cdot 0,8075 \cdot 3,625 \cdot 10^9}} = 51,9 \text{ N}.$$

Opór toczenia w przeliczeniu na zestaw krążnikowy

$$W_e = W_{e1} + W_{em} + W_{e2} = 50,0 + 55,7 + 51,9 = 157,6 \text{ N.}$$

Opór przeginięcia taśmy

Jednostkowa masa urobku dla poziomej trasy przenośnika (dla $\delta = 0$ i $k_\delta = 1,0$)

$$m_u = A_{\text{nom}} \cdot \rho \cdot k_z \cdot k_\delta = 0,6778 \cdot 1700 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1152 \text{ kg/m,}$$

stąd jednostkowe obciążenie taśmy

$$q = g \cdot (m_u + B \cdot m_t) = 9,81 \cdot (1152 + 2,25 \cdot 45,4) = 12306 \text{ N/m.}$$

Obliczeniowa siła w taśmie według (1.84)

$$S_0 = S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2 = 142000 \cdot (1152 + 2,25 \cdot 45,4) \cdot 5,24^2 = 107558 \text{ N.}$$

Bezwymiarowe współczynniki uwzględniające sztywności zginania taśmy (dla $E \cdot J = 39595 \text{ N} \cdot \text{m}^2$)

$$p = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{E \cdot J}} = \frac{1,0}{2} \cdot \sqrt{\frac{107558}{39595}} = 0,824,$$

$$n = \frac{2 \cdot p}{\frac{p}{\text{tgh } p} - 1} = 7,594, \quad \frac{p}{\text{tgh } p} = 1,217, \quad \frac{p^2}{\sinh^2 p} = 0,801.$$

W pomiarach laboratoryjnych [14, 16, 27] wartość współczynnika tłumienia taśmy z rdzeniem z linek stalowych oszacowano na poziomie $\psi_b = 0,573$.

Współczynnik uwzględniający kąt zgięcia początkowego taśmy można dokładnie obliczyć w kilku kolejnych iteracjach. W pierwszym kroku obliczeniowym można oszacować wartość tego współczynnika na podstawie tzw. współczynnika oporów głównych f (patrz p. 2.2). Dla analizowanego przenośnika przyjęto $f = 0,027$ i wówczas w pierwszym przybliżeniu

$$s = f \cdot \frac{S_0}{q \cdot l_g} = 0,027 \cdot \frac{107558}{12306 \cdot 1,0} = 0,236.$$

Dla tych wartości współczynników obliczony ze wzoru (4.53) opór przeginięcia taśmy

$$\begin{aligned} W_b &= \psi_b \cdot E \cdot J \cdot \left(\frac{q}{S_0} \right)^2 \cdot \left[\frac{p}{\text{tgh}(p)} \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{s^2 \cdot n^2}{4} \right) + \frac{p^2}{\sinh^2(p)} \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{s^2 \cdot n^2}{4} \right) - \frac{1}{2} \right] \\ &= 0,573 \cdot 39595 \cdot \left(\frac{12306}{107558} \right)^2 \cdot \\ &\quad \cdot \left[1,217 \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{0,236^2 \cdot 7,594^2}{4} \right) + 0,801 \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{0,236^2 \cdot 7,594^2}{4} \right) - \frac{1}{2} \right] = 100,5 \text{ N.} \end{aligned}$$

Opór falowania urobku

Bezwymiarowy współczynnik tłumienia urobku ψ_f , przy założeniu, że kąt tarcia wewnętrznego wynosi $\varphi_w = 0,61 \text{ rad}$ (15°), określa się na podstawie równania (4.60)

$$\psi_f = 1 - \frac{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_w}{2}\right)}{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_w}{2}\right)} = 1 - \frac{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} - 0,305\right)}{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + 0,305\right)} = 0,926.$$

Według wcześniej obliczonych współczynników wyznacza się opór falowania urobku na podstawie zależności (4.62)

$$\begin{aligned} W_f &= \psi_f \cdot \frac{E \cdot J}{2} \cdot \left(\frac{q}{S_0}\right)^2 \cdot \left[1 + \frac{5 \cdot p^2}{6} - \frac{p}{\operatorname{tgh}(p)}\right] \\ &= 0,926 \cdot \frac{39595}{2} \cdot \left(\frac{12306}{107558}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{5}{6} \cdot 0,824^2 - 1,217\right) = 83,7 \text{ N}. \end{aligned}$$

Opór obracania krążników

Przyjmując, że w krążnikach nośnych zastosowano łożyska 6312, można wyznaczyć opór obracania pojedynczego krążnika na podstawie równania (4.64), gdzie współczynniki obliczeniowe dobrane z tabeli 4.4 odpowiednio wynoszą: $a_t = 7,0$ N oraz $b_t = 0,9$ N·s/m. Ponieważ temperatura pracy wynosi ok. 20 °C, współczynnik wpływu temperatury kształtuje się więc na poziomie $C_T = 1,0$, wówczas opór obracania pojedynczego krążnika

$$W_{k1} = C_T \cdot (a_t + b_t \cdot v_t) = 1,0 \cdot (7,0 + 0,9 \cdot 5,24) = 11,7 \text{ N},$$

stąd opór obracania krążników całego zestawu

$$W_k = 3 \cdot W_{k1} = 3 \cdot 11,7 = 35,1 \text{ N}.$$

Opór tarcia taśmy o krążniki (opór ślizgania taśmy)

Rozróżnia się dwie składowe oporu tarcia taśmy o krążniki. Ponieważ rozważany jest przegubowy zestaw krążnikowy na trasie poziomej, zatem krążniki boczne samoczynnie ustawiają się z tzw. wyprzedzeniem ujemnym, wywołując w ten sposób siły tarcia. Dla wyznaczenia składowej oporu tarcia na krążnikach z wyprzedzeniem niezbędne jest określenie rozkładu oporów ruchu na poszczególne krążniki, zgodnie z zależnością (4.69)

$$\begin{aligned} W_l &= W_{e1} + W_{k1} + W_b \cdot \frac{l_{t1}}{B} + W_f \cdot \frac{l_{s1}}{l_{s1} + l_{s2} + l_m} \\ &= 50,0 + 11,7 + 100,5 \cdot \frac{0,7}{2,25} + 83,7 \cdot \frac{0,58}{0,58 + 0,64 + 0,82} = 116,7 \text{ N}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_m &= W_{em} + W_{k1} + W_b \cdot \frac{l_m}{B} + W_f \cdot \frac{l_m}{l_{s1} + l_{s2} + l_m} \\ &= 51,9 + 11,7 + 100,5 \cdot \frac{0,82}{2,25} + 83,7 \cdot \frac{0,82}{2,04} = 133,8 \text{ N}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_2 &= W_{e2} + W_{k1} + W_b \cdot \frac{l_{t2}}{B} + W_f \cdot \frac{l_{s2}}{l_{s1} + l_{s2} + l_m} \\
 &= 55,7N + 11,7 + 100,5 \cdot \frac{0,73}{2,25} + 83,7 \cdot \frac{0,64}{2,04} = 126,3 \text{ N}.
 \end{aligned}$$

Kąt wychylenia zestawu, który decyduje o wyprzedzeniu krążników, wyznacza się z warunku równowagi momentów względem punktów zawieszenia. W tym celu konieczne jest wyznaczenie ramion działania sił. Dla wymiarów przedstawionych na rysunku 4.13 odległości od osi obrotu punktów przyłożenia sił

$$a_0 = m + 0,5 \cdot l_0 = 0,29 + 0,5 \cdot 0,86 = 0,72 \text{ m},$$

$$a_3 = m + l_0 + 0,5 \cdot a \cdot \cos\left(\frac{\lambda}{2}\right) = 0,29 + 0,86 + 0,5 \cdot 0,006 \cdot \cos(0,39) = 1,18 \text{ m},$$

$$a_1 = a_3 - \frac{1}{3} \cdot l_{t1} = 1,18 - \frac{1}{3} \cdot 0,70 = 0,95 \text{ m},$$

$$a_2 = a_3 - \frac{1}{3} \cdot l_{t2} = 1,18 - \frac{1}{3} \cdot 0,73 = 0,94 \text{ m}.$$

Składowe momentów sił względem osi obrotu zestawu określają zależności (4.75), (4.79) i (4.82). Składowa momentu od ciężaru krążników

$$\begin{aligned}
 C_k &= g \cdot m_k \cdot \left(2 \cdot a_0 + a_3 + \frac{D_k}{2 \sin \lambda} \right) \cdot \sin \lambda \\
 &= 9,81^2 \cdot 58,0 \cdot \left[2 \cdot 0,72 + 1,18 + \frac{0,194}{2 \cdot \sin(0,78)} \right] \cdot \sin(0,78) = 1109,3N \cdot \text{m}.
 \end{aligned}$$

Składowa momentu od reakcji na krążnikach

$$\begin{aligned}
 A_R &= R_1 \cdot a_1 \cdot \cos \lambda + R_2 \cdot a_2 \cdot \cos \lambda + R_m \cdot a_3 \\
 &= 5072 \cdot 0,95 \cdot \cos(0,78) + 5648 \cdot 0,94 \cdot \cos(0,78) + 6194 \cdot 1,18 = 14470 \text{ N} \cdot \text{m}.
 \end{aligned}$$

Składowa momentu od oporów ruchu

$$\begin{aligned}
 B_W &= W_1 \cdot a_1 + W_2 \cdot a_2 + W_m \cdot a_3 \\
 &= 116,7 \cdot 0,95 + 133,8 \cdot 0,94 + 126,3 \cdot 1,18 = 385,7 \text{ N} \cdot \text{m}.
 \end{aligned}$$

Wynikający z układu momentów kąt wychylenia zestawu wyznacza się z równania (4.86) dla $\delta = 0$

$$\begin{aligned}
 \varphi_{kb} &= \arctg \left(\frac{B_W - C_K \cdot \sin \delta}{A_R + C_K \cdot \cos \delta} \right) = \arctg \left(\frac{B_W}{A_R + C_K} \right) \\
 &= \arctg \left(\frac{385,7}{14470,0 + 1109,3} \right) = 0,025 \text{ rad} = 1,42^\circ.
 \end{aligned}$$

Kąt wyprzedzenia krążników bocznych

$$\varphi_b \approx \sin \varphi_b = \sin \lambda \cdot \sin(-\varphi_{kb}) = \sin(0,78) \cdot \sin(-0,025) = -0,018 \text{ rad} = 1,01^\circ.$$

Kinetyczny współczynnik tarcia dla rozpatrywanych warunków współpracy (kąt wyprzedzenia $\varphi_b = 1,01^\circ$, taśma St 3150 o twardości okładki bieżnej 60° Sh) dobrany

na podstawie wyników pomiarów [25] $\mu_0 = 0,3$, stąd opór tarcia na krążnikach bocznych

$$\begin{aligned} W_{rb} &= |\sin \varphi_b| \cdot \mu_0 \cdot (R_1 + R_2) = |\sin(-\varphi_{kb})| \cdot \mu_0 \cdot (R_1 + R_2) \\ &= |\sin(-0,018)| \cdot 0,3 \cdot (5072 + 5648) = 57,9 \text{ N.} \end{aligned}$$

Na każdym przenośniku – w różnym stopniu i z różną intensywnością – występuje losowo zmienne zbieganie boczne taśmy. Przyjmując średni (przeciętny) poziom zbiegania taśmy ($c_x = 0,03$) [43], można we wzorze (4.92) przyjąć

$$\frac{s_B}{v_t \cdot \Delta t} = \frac{c_x \cdot B}{5 \cdot l_g} = \frac{0,03 \cdot 2,25}{5 \cdot 1,0} = 0,0135$$

i wówczas składowa oporu tarcia

$$W_{rz} = \mu_0 \cdot (R_1 + R_m + R_2) \cdot \frac{s_B}{v_t \cdot \Delta t} = 0,3 \cdot (5072 + 6194 + 5648) \cdot 0,0135 = 68,5 \text{ N.}$$

Po zsumowaniu opór całkowity przypadający na jeden zestaw krążnikowy (gdy siła w taśmie $S = 142 \text{ kN}$)

$$\begin{aligned} \Sigma W &= W_e + W_b + W_f + W_k + W_{rb} + W_{rz} \\ &= 157,6 + 100,5 + 83,7 + 35,1 + 57,9 + 68,5 = 503,3 \text{ N.} \end{aligned}$$

Współczynnik oporów ruchu f dla rozpatrywanego przykładu będzie się kształtował na poziomie

$$f = \frac{\Sigma W}{q \cdot l_g} = \frac{535,5}{12306 \cdot 1,0} = 0,041,$$

a zatem przyjęta wstępnie wartość $f = 0,027$ przy wyznaczaniu oporu przeginania taśmy dla poziomu siły $S = 142 \text{ kN}$ była za mała i należy skorygować obliczenia o nową wartość $f = 0,041$. Należy pamiętać, że tak duża wartość współczynnika f odnosi się tylko do pojedynczego zestawu w rejonie względnie małych sił w taśmie. W skali całego przenośnika wartość współczynnika f osiągnie poziom zalecany w obliczeniach metodą podstawową.

Po skorygowaniu wartość bezwymiarowego współczynnika uwzględniającego wpływ ugięcia początkowego taśmy na wartość oporu przeginania

$$s = f \cdot \frac{S_0}{q \cdot l_g} = 0,0435 \cdot \frac{107558}{12306 \cdot 1,0} = 0,3857,$$

a zatem opór przeginania taśmy osiągnie wartość

$$\begin{aligned} W_b &= \psi_b \cdot E \cdot J \cdot \left(\frac{q}{S_0} \right)^2 \cdot \left[\frac{p}{\operatorname{tgh}(p)} \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{s^2 \cdot n^2}{4} \right) + \frac{p^2}{\sinh^2(p)} \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{s^2 \cdot n^2}{4} \right) - \frac{1}{2} \right] \\ &= 0,573 \cdot 39595 \cdot \left(\frac{12306}{107558} \right)^2 \\ &\quad \times \left[1,217 \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{0,357^2 \cdot 7,594^2}{4} \right) + 0,801 \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{0,357^2 \cdot 7,594^2}{4} \right) - \frac{1}{2} \right] = 228,4 \text{ N.} \end{aligned}$$

Dla nowej wartości oporu przeginania należy powtórzyć cykl obliczeń wyznaczania oporu tarcia na krążnikach z wyprzedzeniem. Nowe wartości oporów ruchu w rozbięciu na poszczególne krążniki wyniosą: $W_1 = 156,5$ N, $W_m = 180,4$ N oraz $W_2 = 167,8$ N. Po uwzględnieniu nowych wartości oporów na krążnikach należy skorygować wartość momentu wywołanego oporami ruchu, czyli

$$B_W = W_1 \cdot a_1 + W_2 \cdot a_2 + W_m \cdot a_3 \\ = 156,5 \cdot 0,95 + 180,4 \cdot 0,94 + 167,8 \text{ N} \cdot 1,18 = 508,4 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Poprawiona wartość kąta wychylenia zestawu krążnikowego

$$\varphi_{kb} = \arctg \left(\frac{B_W}{A_R + C_K} \right) = \arctg \left(\frac{508,4}{14470,0 + 1109,3} \right) = 0,033 \text{ rad} = 1,87^\circ.$$

Kąt wyprzedzenia krążników bocznych

$$\varphi_b \approx \sin \varphi_b = \sin \lambda \cdot \sin(-\varphi_{kb}) = \sin(0,78) \cdot \sin(-0,033) = -0,023 \text{ rad} = 1,33^\circ.$$

Dla zwiększonego kąta wyprzedzenia kinetyczny współczynnik tarcia dla rozpatrywanych warunków współpracy wzrośnie z poziomu $\mu_0 = 0,3$ do poziomu $\mu_0 = 0,4$ [25], dlatego poprawiony opór tarcia na krążnikach bocznych

$$W_{rb} = |\sin \psi_{kb}| \cdot \mu_0 \cdot (R_1 + R_2) = |\sin(-0,023)| \cdot 0,4 \cdot (5072 + 5648) = 98,6 \text{ N}.$$

Jak widać, wzrost obliczeniowej wartości oporu przeginania skutkuje wzrostem oporu tarcia taśmy na bocznych krążnikach, które samoczynnie ustawiają się z wyprzedzeniem. Ostatecznie całkowity opór zestawu krążnikowego dla poziomu siły napinającej taśmę $S = 142$ kN

$$\Sigma W = W_e + W_b + W_f + W_k + W_{rb} + W_{rz} \\ = 157,6 + 258,5 + 83,7 + 35,1 + 98,6 + 68,5 = 702,0 \text{ N}.$$

W tym miejscu należy ponownie sprawdzić obliczeniowy współczynnik oporów ruchu f i w razie dużych różnic (arbitralnie określonych przez projektanta) ponowić obliczenia oporu przeginania taśmy W_b i oporu tarcia na bocznych krążnikach ustawionych z wyprzedzeniem W_{rb} aż do uzyskania wymaganej dokładności. Dogodnie jest zastosować algorytm obliczeń iteracyjnych w przystosowanym do obliczeń oporów ruchu programie komputerowym. Do przedstawienia problemu w przykładzie obliczeń specjalnie dobrano zakres względnie małych sił w taśmie, gdzie opory przeginania są znaczne (poziom porównywalny z oporami toczenia taśmy). Dla dużych sił w taśmie występujących w okolicach bębna czołowego przenośnika opory przeginania taśmy są kilkakrotnie mniejsze i wówczas wymaganą dokładność osiąga się już w drugiej iteracji.

Przykład 2

Obliczyć składowe oporów głównych dla dwóch poziomów siły w taśmie $S = 80$ kN oraz $S = 200$ kN na górnym zestawie krążnikowym przenośnika transportującego węgiel kamienny. Siła $S = 80$ kN odpowiada warunkom panującym w okolicach bębna zwrotnego przenośnika (w ruchu ustalonym), a siła $S = 200$ kN występuje w okolicach bębna czołowego. Podstawowe dane do obliczeń przenośnika wynoszą:

- taśma z rdzeniem tkaninowym pięcioprzekładowym EP 2000/5; szerokość taśmy $B = 1,2$ m, grubość taśmy $h_t = 23$ mm, grubość okładki bieżnej $h_1 = 3$ mm, gru-

bość okładki nośnej $h_2 = 8$ mm, grubość rdzenia taśmy $h_r = 12$ mm, twardość gumy okładkowej 65° Sh, moduł sprężystości gumy okładkowej przy ściskaniu wg [14] $E_1 = 41 \cdot 10^6$ N/m², moduł sprężystości gumy rdzeniowej przy ściskaniu wg [14] $E_r = 25,7 \cdot 10^6$ N/m², masa jednostkowa taśmy $m_t = 32$ kg/m², wskaźnik sztywności poprzecznej taśmy (miara zdolności taśmy do układania się w nieckę) $h/B = 0,15$, sztywność zginania cięga górnego $E \cdot J = 1330$ N·m²;

- wymiary nominalne niecki górnej: $l_m = 0,462$ m oraz $l_{ks} = l_{t1} = l_{t2} = 0,369$ m, szerokości taśmy przypadające na odpowiednie części niecki po uwzględnieniu zbiegania bocznego: $l_{t1} = 0,259$ m, $l_{t2} = 0,479$ m (dla części bocznych) oraz $l_m = 0,462$ m (dla części środkowej);
- transportowany materiał: gęstość usypowa $\rho = 900$ kg/m³, kąt tarcia wewnętrznego $\varphi_W = 0,66$ rad (38°), kąt tarcia urobek–taśma $\varphi_s = 0,265$ rad (15°);
- parametry konstrukcyjne przenośnika: prędkość taśmy $v_t = 2,5$ m/s, rozstaw krążników górnych $l_g = 1,2$ m, zestawy trójkrażnikowe sztywne, kąt nachylenia trasy $\delta = 0^\circ$, przekrój nominalny strugi urobku na przenośniku dla kąta niecki $\lambda = 0,52$ rad (30°) wg [48] $A_{nom} = 0,1625$ m², współczynnik załadowania $k_z = 1,0$;
- wypadkowe reakcje normalne na krążnikach dla dużego zbiegania bocznego taśmy: $R_1 = 397$ N i $R_2 = 804$ N dla krążników bocznych oraz $R_m = 1023$ N dla krążnika środkowego.

Długości stref kontaktu taśmy z krążnikami według algorytmu podanego w poprzednim przykładzie dla nominalnego ułożenia taśmy

$$l_{km} = B \cdot (0,35 + 0,02 \cdot k_z^2) = 1,2 \cdot (0,35 + 0,02 \cdot 1,0^2) = 0,444 \text{ m,}$$

$$l_{ks} = B \cdot (0,03 + 0,16 \cdot k_z^2) = 1,2 \cdot (0,03 + 0,16 \cdot 1,0^2) = 0,228 \text{ m,}$$

a po uwzględnieniu bocznego zbiegania taśmy

$$l_{k1} = \frac{2 \cdot R_1}{R_1 + R_2} \cdot l_{ks} = \frac{2 \cdot 397}{397 \text{ N} + 804} \cdot 0,228 = 0,151 \text{ m,}$$

$$l_{k2} = \frac{2 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \cdot l_{ks} = \frac{2 \cdot 804}{397 + 804} \cdot 0,228 = 0,305 \text{ m.}$$

Jednostkowa sztywność poprzeczna taśmy z rdzeniem pięcioprzekładkowym, gdy $\chi = 0,31$

$$c_e = \frac{E_1 \cdot E_r}{h_1 \cdot E_r + h_r \cdot \chi \cdot E_1} = \frac{41,0 \cdot 10^6 \cdot 25,7 \cdot 10^6}{0,003 \cdot 25,7 \cdot 10^6 + 0,012 \cdot 0,31 \cdot 41 \cdot 10^6} = 4,589 \cdot 10^9 \text{ N/m}^3.$$

Bezwymiarowy współczynnik tłumienia przy cyklicznym dogniataniu taśmy

$$\psi_e = \frac{1}{1,783 + 0,093 \cdot c_e \cdot 10^{-9}} = \frac{1}{1,783 + 0,093 \cdot 34,589} = 0,452.$$

Opory toczenia na poszczególnych krążnikach według wzoru (4.31):

dla krążników bocznych

$$W_{e2} = 0,463 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{R_2^4}{D_k^2 \cdot l_{k2} \cdot c_e}} = 0,463 \cdot 0,452 \cdot \sqrt[3]{\frac{804^4}{0,133^2 \cdot 0,305 \cdot 4,589 \cdot 10^9}} = 5,37 \text{ N,}$$

$$W_{e1} = 0,463 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{R_1^4}{D_k^2 \cdot l_{k1} \cdot c_e}} = 0,463 \cdot 0,452 \cdot \sqrt[3]{\frac{397^4}{0,133^2 \cdot 0,151 \cdot 4,589 \cdot 10^9}} = 2,65 \text{ N};$$

dla krążnika środkowego

$$W_{em} = 0,463 \cdot \psi_e \cdot \sqrt[3]{\frac{R_m^4}{D_k^2 \cdot l_{km} \cdot c_e}} = 0,463 \cdot 0,452 \cdot \sqrt[3]{\frac{1023^4}{0,133^2 \cdot 0,444 \cdot 4,589 \cdot 10^9}} = 6,53 \text{ N}.$$

Opór toczenia w przeliczeniu na zestaw krążnikowy

$$W_e = W_{e1} + W_{em} + W_{e2} = 2,65 + 5,37 + 6,53 = 14,55 \text{ N}.$$

Opór przeginięcia taśmy

Jednostkowa masa urobku dla poziomej trasy przenośnika (dla $\delta = 0$ i $k_\delta = 1,0$)

$$m_u = A_{\text{nom}} \cdot \rho \cdot k_z \cdot k_\delta = 0,1625 \cdot 900^3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 146,25 \text{ kg/m},$$

stąd jednostkowe obciążenie taśmy

$$q = g \cdot (m_u + B \cdot m_t) = 9,81 \cdot (146,25 + 1,2 \cdot 32) = 1811,4 \text{ N/m}.$$

Obliczeniowa siła w taśmie według (1.48):

S = 80 kN

$$S_0 = S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2 = 8000 - (146,25 + 1,2 \cdot 32) \cdot 2,5^2 = 78846 \text{ N}.$$

S = 200 kN

$$S_0 = S - (m_u + B \cdot m_t) \cdot v_t^2 = 20000 - (146,25 + 1,2 \cdot 32) \cdot 2,5^2 = 1988846 \text{ N}.$$

Bezwymiarowe współczynniki uwzględniające sztywności zginania taśmy na poziomie $E \cdot J = 1330 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ odpowiednio wynoszą:

S = 80 kN

$$p = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{E \cdot J}} = \frac{1,2}{2} \cdot \sqrt{\frac{78846}{1330}} = 4,620,$$

$$n = \frac{2 \cdot p}{\frac{p}{\text{tgh } p} - 1} = 2,552, \quad \frac{p}{\text{tgh } p} = 4,621, \quad \frac{p^2}{\sinh^2 p} = 0,008,$$

S = 220 kN

$$p = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{S_0}{E \cdot J}} = \frac{1,2}{2} \cdot \sqrt{\frac{198846}{1330}} = 7,336,$$

$$n = \frac{2 \cdot p}{\frac{p}{\text{tgh } p} - 1} = 2,316, \quad \frac{p}{\text{tgh } p} = 7,336, \quad \frac{p^2}{\sinh^2 p} \approx 0.$$

Wartość współczynnika tłumienia taśmy z rdzeniem tkaninowym można oszacować na podstawie zależności empirycznej (4.57), w której parametr K oznacza względny poziom napięcia w taśmie wyrażony w % nominalnych naprężeń zrywających. Ponieważ wytrzymałość nominalna taśmy

$$K_{\text{nom}} = K_n \cdot B = 2000 \cdot 1,2 = 2400 \text{ kN},$$

zatem gdy $S = 80 \text{ kN}$

$$K = \frac{S}{K_{\text{nom}}} \cdot 100 = 3,33\%,$$

czyli

$$\psi_b = \left(1,4 - \frac{h_1 + h_2}{22,5}\right) \cdot e^{(-1,7+0,11 \cdot K)} = \left(1,4 - \frac{3+8}{22,5}\right) \cdot e^{-1,33} = 0,240$$

oraz gdy $S = 200 \text{ kN}$

$$K = \frac{S}{K_{\text{nom}}} \cdot 100 = 8,33\%$$

i wtedy

$$\psi_b = \left(1,4 - \frac{h_1 + h_2}{22,5}\right) \cdot e^{(-1,7+0,11 \cdot K)} = 0,911 \cdot e^{-0,784} = 0,416.$$

Współczynnik uwzględniający kąt zgięcia początkowego taśmy można dokładnie obliczyć dopiero w kilku kolejnych iteracjach. W pierwszym kroku obliczeniowym można oszacować wartość tego współczynnika według tzw. współczynnika oporów głównych f (patrz p. 2.2). Dla analizowanego przenośnika przyjęto: gdy $S = 80 \text{ kN}$ $f = 0,035$ oraz gdy $S = 200 \text{ kN}$ $f = 0,025$ i wówczas:

$S = 80 \text{ kN}$

$$s = f \cdot \frac{S_0}{q \cdot l_g} = 0,035 \cdot \frac{78846}{1811,4 \cdot 1,2} = 1,270,$$

$S = 200 \text{ kN}$

$$s = f \cdot \frac{S_0}{q \cdot l_g} = 0,025 \cdot \frac{198846}{1811,4 \cdot 1,2} = 2,287.$$

Dla siły w taśmie $S = 80 \text{ kN}$ opór przeginania taśmy

$$\begin{aligned} W_b &= \psi_b \cdot E \cdot J \cdot \left(\frac{q}{S_0}\right)^2 \cdot \left[\frac{p}{\text{tgh } p} \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{s^2 \cdot n^2}{4}\right) + \frac{p^2}{\sinh^2 p} \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{s^2 \cdot n^2}{4}\right) - \frac{1}{2} \right] \\ &= 0,24 \cdot 1330 \cdot \left(\frac{1811,4}{78846}\right)^2 \\ &\quad \times \left[4,621 \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{1,27^2 \cdot 2,552^2}{4}\right) + 0,008 \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{1,27^2 \cdot 2,552^2}{4}\right) - \frac{1}{2} \right] = 2,2 \text{ N}. \end{aligned}$$

Dla siły w taśmie $S = 200 \text{ kN}$ opór przeginania taśmy

$$\begin{aligned} W_b &= \psi_b \cdot E \cdot J \cdot \left(\frac{q}{S_0}\right)^2 \cdot \left[\frac{p}{\text{tgh } p} \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{s^2 \cdot n^2}{4}\right) + \frac{p^2}{\sinh^2 p} \cdot \left(\frac{1}{4} - \frac{s^2 \cdot n^2}{4}\right) - \frac{1}{2} \right] \\ &= 0,416 \cdot 1330 \cdot \left(\frac{1811,4}{198846}\right)^2 \cdot \left[7,336 \cdot \left(\frac{1}{4} + \frac{2,287^2 \cdot 2,316^2}{4}\right) - \frac{1}{2} \right] = 2,4 \text{ N}. \end{aligned}$$

Opór falowania urobku

Bezwymiarowy współczynnik tłumienia urobku ψ_f przy założeniu, że kąt tarcia wewnętrzny wynosi $\varphi_w = 0,61$ rad (15°) określa się równaniem (4.60)

$$\psi_f = 1 - \frac{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_w}{2}\right)}{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi_w}{2}\right)} = 1 - \frac{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} - 0,33\right)}{\operatorname{tg}^2\left(\frac{\pi}{4} + 0,33\right)} = 0,942.$$

Na podstawie wcześniej obliczonych współczynników wyznacza się opór falowania urobku na podstawie zależności (4.62):

– dla siły w taśmie $S = 80$ kN

$$\begin{aligned} W_f &= \psi_f \cdot \frac{E \cdot J}{2} \cdot \left(\frac{q}{S_0}\right)^2 \cdot \left[1 + \frac{5 \cdot p^2}{6} - \frac{p}{\operatorname{tgh} p}\right] \\ &= 0,942 \cdot \frac{1330}{2} \cdot \left(\frac{1811,4}{78846}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{5}{6} \cdot 4,62^2 - 4,621\right) = 4,69 \text{ N}, \end{aligned}$$

– dla siły w taśmie $S = 200$ kN

$$\begin{aligned} W_f &= \psi_f \cdot \frac{E \cdot J}{2} \cdot \left(\frac{q}{S_0}\right)^2 \cdot \left[1 + \frac{5 \cdot p^2}{6} - \frac{p}{\operatorname{tgh} p}\right] \\ &= 0,942 \cdot \frac{1330}{2} \cdot \left(\frac{1811,4}{1988846}\right)^2 \cdot \left(1 + \frac{5}{6} \cdot 7,336^2 - 7,336\right) = 2,0 \text{ N}. \end{aligned}$$

Opór obracania krążników

W badaniach laboratoryjnych określono współczynniki obliczeniowe dla krążników: $a_l = 0,7$ N oraz $b_l = 2,1$ N·s/m. W temperaturze pracy $T_C = 28$ °C współczynnik wpływu temperatury

$C_T = \exp(0,405 - 0,025 \cdot T_C + 0,00026 \cdot T_C^2) = \exp(0,405 - 0,7 + 0,204) = e^{-0,091} = 0,91$,
wówczas opór obracania pojedynczego krążnika będzie się kształtował na poziomie

$$W_{k1} = C_T \cdot (a_l + b_l \cdot v_l) = 0,91 \cdot (0,7 + 2,1 \cdot 2,5) = 5,4 \text{ N},$$

stąd opór obracania krążników całego zestawu

$$W_k = 3 \cdot W_{k1} = 3 \cdot 5,4 = 16,2 \text{ N}.$$

Opór tarcia taśmy na krążnikach

Ponieważ rozpatrywany jest sztywny zestaw krążnikowy, nie występuje więc składowa tarcia na krążnikach z wyprzedzeniem (jeśli nie jest to specjalny zestaw z krążnikami konstrukcyjnie ustawionymi z wyprzedzeniem). Jediną składową jest opór tarcia wywołany zbieganiem bocznym taśmy. Dla dużego zbiegania współczynnik $c_x = 0,055$. W obliczeniach przyjęto również wartość współczynnika tarcia między taśmą i krążnikami na poziomie $\mu_0 = 0,25$, dlatego opór tarcia na pojedynczym zestawie

$$W_{rz} = \mu_0 \cdot (R_1 + R_m + R_2) \cdot \frac{c_x \cdot B}{5 \cdot l_g} = 0,25 \cdot (397 + 804 + 1023) \cdot \frac{0,055 \cdot 1,2}{5 \cdot 1,2} = 6,1 \text{ N}.$$

Całkowity opór ruchu na jednym zestawie krążnikowym

gdy $S = 80 \text{ kN}$

$$\Sigma W = W_e + W_b + W_f + W_k + W_{rz} = 14,6 + 2,2 + 4,7 + 16,2 + 6,1 = 43,8 \text{ N},$$

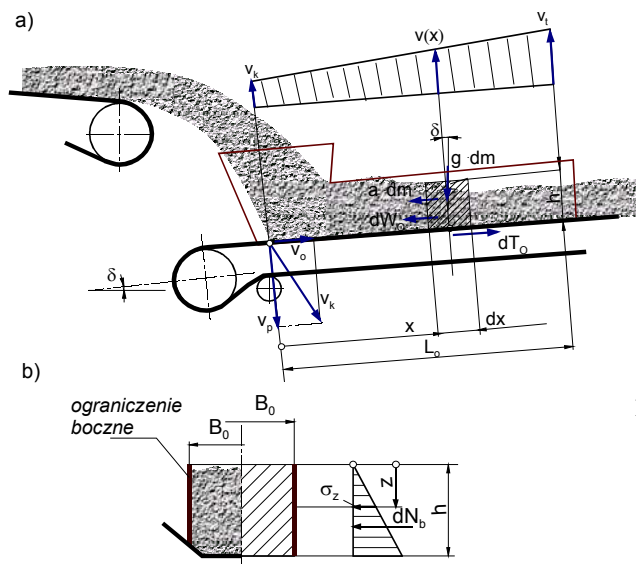
gdy $S = 200 \text{ kN}$

$$\Sigma W = W_e + W_b + W_f + W_k + W_{rz} = 14,6 + 2,4 + 2,0 + 16,2 + 6,1 = 41,3 \text{ N}.$$

4.2. Opory skupione

4.2.1. Opory w miejscu podawania urobku

W grupie oporów skupionych najważniejszą składową są opory występujące w miejscu podawania urobku na taśmę przenośnika. Urobek, spadając na taśmę z określoną prędkością, musi być przyspieszony do prędkości taśmy v_t . W obszarze przyspieszania, na długości L_0 , w celu uspokojenia oraz centrycznego uformowania strugi urobku na taśmie stosuje się nieruchome ograniczenia boczne o rozstawie B_0 (rys. 4.14). Pojedyncza cząstka urobku, przemieszczając się wzdłuż krzywej zrzutu, w punkcie kontaktu z taśmą przenośnika odbierającego osiąga prędkość v_k . Wektor tej prędkości ma dwie składowe: prędkość styczną do taśmy v_0 oraz prędkość normalną v_p (rys. 4.14a). Składowa normalna wytracana jest w taśmie i elementach popierających ją (krążniki nadawowe z odpowiednimi elementami zawiesia lub specjalne podparcia ślizgowe), natomiast składowa v_0 , wskutek działania sił tarcia między taśmą i urobkiem, ulega przyspieszeniu do prędkości transportu v_t (do prędkości taśmy). Na odcinku przyspieszania L_0 siła tarcia między urobkiem i taśmą musi pokonać opory podnoszenia urobku, wynikające z kąta nachylenia przenośnika δ , oraz opory tarcia urobku o ograniczenia boczne W_o .



Rys. 4.14. Schematyczne przedstawienie

miejsca podawania urobku na taśmę:

a) droga urobku i rozkład prędkości na odcinku przyspieszania,

b) przekrój poprzeczny i rozkład nacisków na odcinku przyspieszania

Stan równowagi dynamicznej elementarnej masy dm przemieszczającej się wzdłuż współrzędnej x na długości L_0 określa równanie

$$dT = a_0 \cdot dm + dW_o + g \cdot dm \cdot \sin \delta. \quad (4.95)$$

Przyjmuje się przy tym, że na odcinku L_0 prędkość urobku narasta liniowo od prędkości początkowej v_0 do prędkości transportu v_t , czyli przyspieszenie a_0 jest stałe

$$a_0 = \frac{v_t - v_0}{\Delta t} = v_t \cdot \frac{v_t - v_0}{L_0}. \quad (4.96)$$

Wydajności masowej przenośnika Q_m odpowiada średnia wysokość warstwy urobku h (przemieszczającej się na długości L_0), a zatem elementarna masa przypadająca na wycinek długości dx określona będzie zależnością

$$dm = \rho \cdot h \cdot B_o \cdot dx. \quad (4.97)$$

Z zasad mechaniki ośrodków sypkich wynika liniowy rozkład nacisków na ścianki ograniczeń bocznych

$$\sigma_z = \frac{z \cdot g \cdot \rho \cdot a_z}{\cos \delta}, \quad (4.98)$$

gdzie a_z jest stałym bezwymiarowym współczynnikiem nacisków bocznych.

Elementarna siła parcia bocznego wyniesie wtedy

$$dN_o = dx \cdot \int_0^h \sigma_z \cdot dz = \frac{1}{2 \cdot \cos \delta} \cdot \rho \cdot g \cdot h^2 \cdot a_z \cdot dx, \quad (4.99)$$

stąd wynika zależność na elementarną siłę tarcia o ograniczenia boczne

$$dW_o = 2 \cdot \mu_{bo} \cdot dN_b = \mu_{bo} \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot h^2}{\cos \delta} \cdot a_z \cdot dx. \quad (4.100)$$

Po uwzględnieniu równań (4.96), (4.97) oraz (4.99) wyjściowe równanie (4.95) można przekształcić do postaci

$$dT_0 = \left[\left(g \cdot \sin \delta + v_t \cdot \frac{v_t - v_0}{L_0} \right) \cdot \rho \cdot h \cdot B_o + \mu_{bo} \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot h^2}{\cos \delta} \cdot a_z \right] \cdot dx. \quad (4.101)$$

Po scałkowaniu w granicach od 0 do L_0 otrzymuje się całkowitą siłę tarcia między taśmą i urobkiem w strefie podawania urobku

$$T_0 = g \cdot \rho \cdot h \cdot B_o \cdot L_0 \cdot \sin \delta + v_t \cdot (v_t - v_0) \cdot \rho \cdot h \cdot B_o + \mu_{bo} \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot h^2 \cdot a_z \cdot L_0}{\cos \delta}. \quad (4.102)$$

Siła ta musi pokonać trzy składowe oporów ruchu, będące trzema składnikami równania (4.102). Pierwszy składnik $g \cdot \rho \cdot h \cdot B_o \cdot L_o \cdot \sin \delta$ jest oporem podnoszenia urobku na odcinku L_o i jest on częścią oporów podnoszenia obliczanych globalnie dla całego ciągu lub odcinka trasy przenośnika. Drugi składnik wzoru (4.102) jest składową oporu przyspieszania urobku w miejscu podawania go na taśmę

$$W_z = v_t \cdot (v_t - v_0) \cdot \rho \cdot h \cdot B_o. \quad (4.103)$$

Średnia prędkość urobku na odcinku L_o

$$v_{\text{sr}} = \frac{v_0 + v_t}{2}. \quad (4.104)$$

Ponieważ iloczyn $v_{\text{sr}} \cdot \rho \cdot h \cdot B_o$ jest wydajnością objętościową przenośnika Q_m , średnia wysokość warstwy urobku będzie więc określona zależnością [32]

$$h = \frac{2 \cdot Q_m}{\rho \cdot B_o \cdot (v_t + v_0)}. \quad (4.105)$$

Wzór (4.105) wyprowadzono dla stałej odległości ograniczeń bocznych. Jeżeli analizowany będzie przypadek ze zmiennymi ograniczeniami bocznymi, to należy przeprowadzić bilans strumienia masy z uwzględnieniem charakteru zmian odległości B_o (liniowy lub inny przyjęty przez projektanta). Dla stałej odległości ograniczeń bocznych opór przyspieszania urobku, po uwzględnieniu we wzorze (4.103) zależności (4.105),

$$W_z = Q_m \cdot \frac{2 \cdot (v_t - v_0)}{v_t + v_0} \cdot v_t, \quad (4.106)$$

gdzie:

Q_m – wydajność masowa przenośnika, kg/s;

v_t – prędkość taśmy w ruchu ustalonym, m/s;

v_0 – składowa styczna do kierunku ruchu taśmy prędkości urobku w miejscu spadania, m/s.

Trzeci składnik wyrażenia (4.102) jest oporem tarcia urobku o ograniczenia boczne w miejscu załadunku i po uwzględnieniu wydajności masowej przenośnika

$$W_o = \frac{4 \cdot g \cdot \mu_{bo} \cdot a_z \cdot L_o \cdot Q_m^2}{\rho \cdot B_o^2 \cdot (v_t + v_0)^2 \cdot \cos \delta}, \quad (4.107)$$

gdzie:

μ_{bo} – kinetyczny współczynnik tarcia urobku o ograniczenia boczne,

L_o – długość ograniczeń bocznych, m;

B_o – rozstaw ograniczeń bocznych, w m;

ρ – gęstość usypowa urobku, kg/m³,

v_t – prędkość taśmy, m/s;

δ – kąt nachylenia trasy przenośnika w miejscu podawania urobku, rad (lub stopień).

W warunkach kinematycznego przepływu urobku w przestrzeni między dwiema nieruchomymi, pionowymi ściankami, tworzącymi ograniczenia boczne, współczynnik nacisków bocznych na te ścianki określony jest zależnością [32]

$$a_z = 1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_w - \sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_w) \cdot (\operatorname{tg}^2 \varphi_w - \mu_{bo}^2)}, \quad (4.108)$$

gdzie:

φ_w – kąt tarcia wewnętrznego urobku, rad,

μ_{bo} – kinetyczny współczynnik tarcia urobku o ograniczenia boczne.

Wartości obliczeniowego współczynnika tarcia urobku o ograniczenia μ_{bo} zestawiono w tabeli 4.7. Dla warunków panujących w węźle przesypowym przenośnika współczynnik tarcia o ograniczenia boczne znacznie odbiega od wartości współczynnika statycznego lub kinematycznego, stąd wynika zasadniczy podział tylko na trzy podstawowe grupy materiałów (urobek suchy lub wilgotny o słabych lub silnych właściwościach ściernych oraz urobek silnie klejący się do ścianek ograniczeń bocznych).

Tabela 4.7. Zalecane współczynniki tarcia urobku o ścianki ograniczeń bocznych μ_{bo}

Przesypywany urobek	Współczynnik tarcia o ograniczenia boczne
Suchy o słabych właściwościach ściernych	0,5÷0,6
Węgiel	0,5
Suchy o wysokich właściwościach ściernych	0,6÷0,7
Nadkład, piasek, żwir	0,6
Wilgotny i silnie się klejący	0,8÷0,9

Rozstaw ograniczeń bocznych B_o dobiera się w zależności od szerokości taśmy B zgodnie z tabelą 4.8 [2].

Tabela 4.8. Zalecany rozstaw pionowych ograniczeń bocznych w miejscu nadawy

Szerokość taśmy B , m	0,5	0,65	0,8	1,0÷2,0	>2
Rozstaw ograniczeń bocznych B_o , m	0,3	0,4	0,5	$B_o = B - 0,4$	$B_o = 0,8 \cdot B$

Aby na drodze ograniczeń bocznych L_0 możliwa do przekazania siła tarcia między taśmą i urobkiem T_{\max} mogła pokonać opory ruchu, musi być spełniony warunek

$$T_{\max} \geq W_o + W_z + g \cdot \rho \cdot h \cdot B_o \cdot L_0 \cdot \sin \delta. \quad (4.109)$$

Po określeniu maksymalnej siły tarcia równaniem

$$T_{\max} = \mu_s \cdot g \cdot \rho \cdot h \cdot B_o \cdot L_0 \cdot \cos \delta \quad (4.110)$$

oraz skorzystaniu z zależności na średnie przyspieszenie urobku (4.96) można nierówność (4.109) przekształcić do postaci

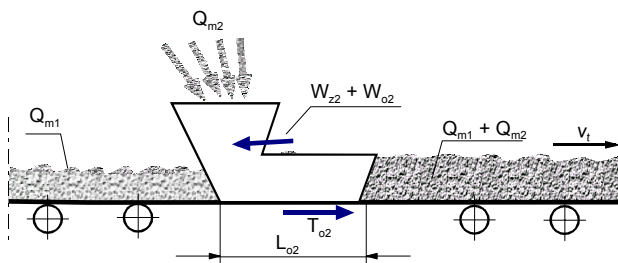
$$L_0 \geq \frac{W_o + W_z}{g \cdot \rho \cdot h \cdot B_o \cdot (\mu_s \cdot \cos \delta - \sin \delta)}. \quad (4.111)$$

Ostatecznie, po uwzględnieniu średniej wysokości warstwy urobku (4.105), minimalna długość ograniczeń bocznych

$$L_0 \geq \frac{(W_o + W_z) \cdot (v_t + v_0)}{2 \cdot Q_m \cdot g \cdot (\mu_s \cdot \cos \delta - \sin \delta)}, \quad (4.112)$$

gdzie μ_s – współczynnik tarcia między taśmą i urobkiem.

Zazwyczaj ścianki ograniczeń bocznych wykładane są okładzinami gumowymi i wówczas przyjmuje się $\mu_s = \mu_{bo}$. Jeżeli materiał wykładzin ograniczeń bocznych jest zdecydowanie inny (np. napawane wykładziny trudnościeralne lub specjalne listwy z tworzywa sztucznego), to należy rozróżnić oba współczynniki tarcia. Długość L_0 można wyznaczyć dopiero po wstępnym obliczeniu oporów W_o i W_z . W praktyce obliczeniowej, przed wyznaczeniem oporów w miejscu załadunku przyjmuje się długość ograniczeń bocznych, a następnie sprawdza się, czy długość ta spełnia warunek (4.112). Jeżeli nierówność nie jest spełniona, należy przyjąć długość większą i ponowić obliczenia, aż do uzyskania zgodności z równaniem (4.112). Przedstawione zależności różnią się od dotychczas znanych z literatury wzorów [1, 53], ponieważ uwzględniono w nich kąt nachylenia taśmy odbierającej. Parametr ten istotnie wpływa na opory ruchu w miejscu załadunku oraz na wymaganą długość ograniczeń bocznych (rys. 4.16). Warunki w węźle przesyłowym zmieniają się istotnie, jeżeli urobek będzie podawany tak, że prędkość styczna do taśmy v_0 będzie ujemna, tj. przeciwna do kierunku taśmy odbierającej v_t . Przypadek taki może zaistnieć na przesyłce przenośnika realizującej rewersję i wówczas zarówno obie składowe opory ruchu, jak i wymagana długość ograniczeń bocznych znacznie wzrosną w stosunku do układu typowego ($v_0 \geq 0$).



Rys. 4.15. Nakładanie się dwóch strumieni urobku w urządzeniu załadowniczym znajdującym się na trasie przenośnika

Jeżeli przenośnik ma więcej niż jeden punkt załadunku urobku, to przedstawiony algorytm dotyczy urządzenia załadowniczego znajdującego się najbliższej stacji zwrotnej. W każdym następnym miejscu załadunku występuje łączenie się dwóch strumieni urobku Q_{m1} i Q_{m2} (rys. 4.15). Wówczas w obliczeniach oporu przyspieszania według wzoru (4.101) w miejsce wydajności masowej Q_m należy wstawić wydajność Q_{m2} , natomiast w obliczeniach oporu tarcia o ograniczenia boczne według wzoru (4.107) zamiast wydajności Q_m należy uwzględnić sumę obu wydajności $Q_{m1} + Q_{m2}$. Należy przy tym pamiętać, że długość ograniczeń bocznych może być inna (zazwyczaj dłuższa) na każdej następnej stacji załadownczej. W każdym przypadku długość ta musi spełniać warunek (4.112).

Przykłady obliczeń oporów w miejscu podawania urobku**Przykład 1**

Wyznaczyć opory, moc czynną oraz wymaganą długość ograniczeń bocznych w miejscu załadunku przenośnika t nadkładowego następujących danych:

- wydajność masowa $Q_m = 5\,430$ kg/s (15083 t/h),
- szerokość taśmy $B = 2,25$ m,
- prędkość taśmy $v_t = 5,24$ m/s,
- składowa prędkości urobku styczna do taśmy w miejscu nadawy $v_0 = 2$ m/s),
- gęstość usypowa urobku $\rho = 1700$ kg/m³,
- współczynnik tarcia urobku o ograniczenia boczne $\mu_{bo} = 0,7$,
- współczynnik tarcia urobku o powierzchnie taśmy $\mu_s = 0,6$,
- kąt tarcia wewnętrzznego urobku $\varphi_w = 0,698$ rad (40°),
- kąt nachylenia trasy przenośnika w miejscu załadunku $\delta = 10,8^\circ$ (0,188 rad).

Szerokość ograniczeń bocznych według tabeli 4.8

$$B_o \approx 0,8 \cdot 2,25 = 1,8 \text{ m,}$$

przyjęto $B_o = 1,8$ m oraz długość ograniczeń bocznych $L_o = 3$ m.

Opory przyspieszania urobku według równania (4.106)

$$W_z = 5430 \cdot \frac{2 \cdot (5,24 - 2)}{5,24 + 2} \cdot 5,24 = 25466 \text{ N.}$$

Bezwymiarowy współczynnik nacisków na ścianki ograniczeń bocznych według (4.108)

$$a_z = 1 + \operatorname{tg}^2(0,698) - \sqrt{[1 + \operatorname{tg}^2(0,698)] \cdot [\operatorname{tg}^2(0,698) - 0,7^2]} = 1,1.$$

Opór tarcia urobku o ograniczenia boczne zgodnie z zależnością (4.107)

$$W_o = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 0,7 \cdot 1,1 \cdot 3,0 \cdot 5430^2}{1700 \cdot 1,8^2 \cdot (5,24 + 2,0)^2 \cdot \cos 0,188} = 9424 \text{ N.}$$

Po obliczeniu oporów ruchu należy sprawdzić, czy prawidłowo dobrana jest długość ograniczeń bocznych. Zgodnie z wzorem (4.112) musi być spełniony warunek

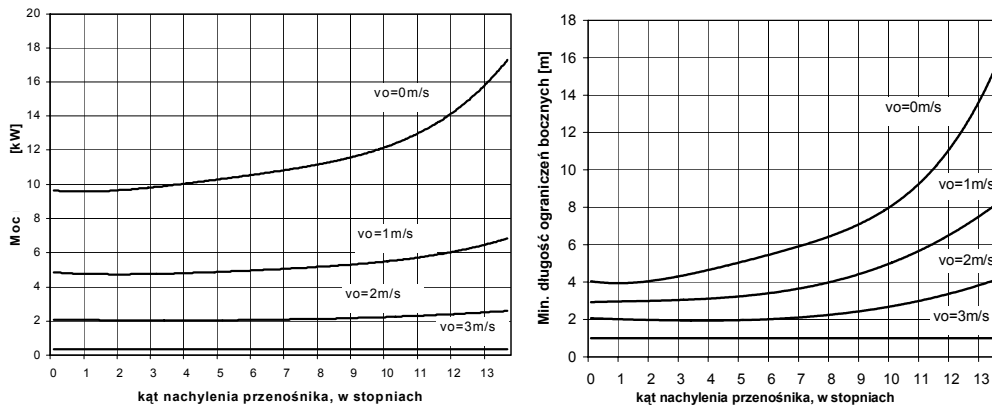
$$L_o \geq \frac{(25466 + 9424) \cdot (5,24 + 2,0)}{2 \cdot 5430 \cdot 9,81 \cdot (0,6 \cdot \cos 0,188 - \sin 0,188)} = 5,89 \text{ m.}$$

Ponieważ wstępnie dobrana długość jest za mała i nie zapewnia możliwości przekazania na drodze $L_o = 3$ m odpowiednio dużej siły tarcia pomiędzy taśmą i urobkiem, należy więc ponownie obliczenia z nowym parametrem L_o . W związku z tym, w następnym kroku obliczeniowym przyjęto $L_o = 9,2$ m i ponownie obliczono opory tarcia o ograniczenia boczne, które wyniosły $W_o = 28900$ N. Wymagana długość ograniczeń bocznych dla nowej wartości oporów ruchu w urządzeniu załadunkowym wyniesie $L_o \geq 9,2$ m i wówczas będzie spełniony warunek (4.112). Dla tych parametrów moc czynna potrzebna na pokonanie oporów w miejscu załadunku

$$N_{\text{zal}} = \frac{(W_z + W_o) \cdot v_t}{1000} = 285 \text{ kW.}$$

W przedstawionym przykładzie obliczeń przyjęto stały kąt nachylenia taśmy odbierającej urobek δ oraz stałą składową styczną urobku v_0 . Parametry te istotnie wpływają na war-

tość oporów w miejscu podawania urobku. Ilustrują to wykresy i przedstawione na rysunku 4.16.



Rys. 4.16. Zestawienie wyników obliczeń mocy w miejscu podawania urobku oraz wymaganej długości ograniczeń bocznych w funkcji składowej stycznej prędkości urobku v_0 oraz kąta nachylenia taśmy odbierającej δ

Przykład 2

Na przenośnik o szerokości taśmy $B = 1,2$ m i prędkości $v_t = 3,15$ m/s podawany jest węgiel kamienny w dwóch miejscach. Pierwszy punkt załadunku znajduje się na stacji zwrotnej, a wydajność załadunku wynosi tam $Q_{m1} = 800$ t/h. Drugi punkt załadunku zlokalizowany jest w odległości 870 m od bębna zwrotnego i podawana jest tam struga urobku o średniej wydajności $Q_{m2} = 500$ t/h. Na zwrotnej stacji załadawczej taśma biegnie poziomo ($\delta = 0$), na drugiej natomiast stacji załadawczej kąt nachylenia trasy $\delta = 0,24$ rad ($13,75^\circ$). W obu miejscach załadunku urobek spada na taśmę pionowo, a zatem składowa $v_0 = 0$. Gęstość usypowa węgla $\rho = 900$ kg/m³, a kąt tarcia wewnętrznego $\varphi_w = 0,61$ rad (35°). Współczynnik tarcia urobku o ograniczenia boczne kształtuje się na poziomie $\mu_{bo} = 0,4$ i jest równy współczynnikowi tarcia nosiwa o powierzchnię taśmy $\mu_s = 0,4$.

Przeliczone wydajności masowe strumieni urobku: $Q_{m1} = 222$ kg/s oraz $Q_{m2} = 139$ kg/s. Orientacyjna szerokość ograniczeń bocznych powinna wynosić

$$B_o \approx 0,8 \cdot 1,2 = 0,96 \text{ m.}$$

Przyjęto $B_o = 0,96$ m oraz dla obu stacji załadawczych długość ograniczeń bocznych $L_o = 4,0$ m.

Dla rozpatrywanego przypadku bezwymiarowy współczynnik nacisków na ścianki ograniczeń bocznych według wzoru (4.108)

$$a_z = 1 + \operatorname{tg}^2(0,61) - \sqrt{[1 + \operatorname{tg}^2(0,61)] \cdot [\operatorname{tg}^2(0,61) - 0,4^2]} = 0,79.$$

Opór przyspieszania urobku na pierwszej stacji załadawczej znajdującej się w pobliżu bębna zwrotnego

$$W_{z1} = Q_{m1} \cdot \frac{2 \cdot (v_t - v_0)}{v_t + v_0} \cdot v_t = Q_{m1} \cdot 2 \cdot v_t = 222 \cdot 2 \cdot 3,15 = 1399 \text{ N.}$$

Na drugiej stacji załadawczej przyspieszana jest struga urobku o wydajności $Q_{m2} = 139$ kg/s, a zatem

$$W_{z2} = Q_{m2} \cdot \frac{2 \cdot (v_t - v_0)}{v_t + v_0} \cdot v_t = Q_{m2} \cdot 2 \cdot v_t = 139 \cdot 2 \cdot 3,15 = 876 \text{ N.}$$

Opory tarcia o ograniczenia boczne na zwrotnej stacji załadawczej (dla $v_0 = 0$ oraz $\delta = 0$)

$$W_{o1} = \frac{4 \cdot g \cdot \mu_{bo} \cdot a_z \cdot L_0 \cdot Q_{m1}^2}{\rho \cdot B_o^2 \cdot v_t^2} = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 0,79 \cdot 4,0 \cdot 222^2}{900 \cdot 0,96^2 \cdot 3,15^2} = 743 \text{ N.}$$

Na drugiej stacji załadawczej należy uwzględnić kąt nachylenia trasy ($\delta = 0,24$ rad) oraz strumień urobku $Q_{m1} + Q_{m2}$, czyli

$$W_{o2} = \frac{4 \cdot g \cdot \mu_{bo} \cdot a_z \cdot L_0 \cdot (Q_{m1} + Q_{m2})^2}{\rho \cdot B_o^2 \cdot v_t^2 \cdot \cos \delta} = \frac{4 \cdot 9,81 \cdot 0,79 \cdot 4,0 \cdot (222 + 139)^2}{900 \cdot 0,96^2 \cdot 3,15^2 \cdot \cos 0,24} = 2021 \text{ N.}$$

Wymagana długość ograniczeń bocznych na zwrotnej stacji załadawczej

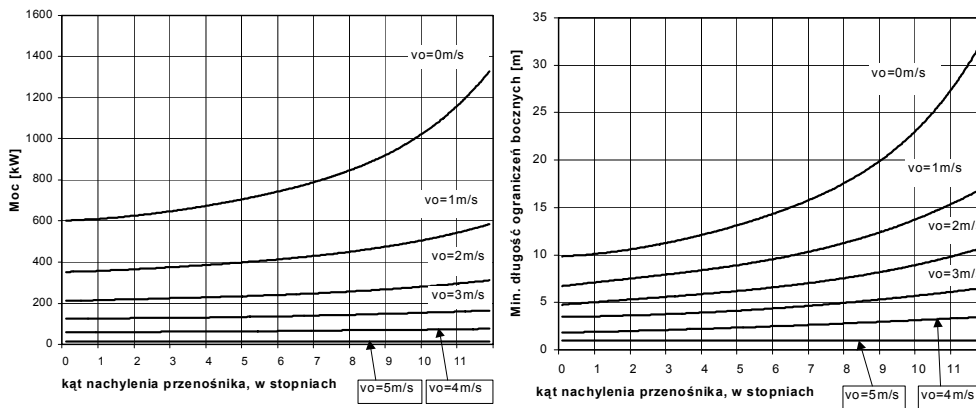
$$L_{o1} \geq \frac{(W_{z1} + W_{o1}) \cdot v_t}{2 \cdot Q_{m1} \cdot g \cdot \mu_s} = \frac{(1397 + 743) \cdot 3,15}{2 \cdot 222 \cdot 9,81 \cdot 0,4} = 3,87 \text{ m}$$

i spełniony jest warunek (4.112). Dla drugiej stacji załadawczej wymagana długość ograniczeń bocznych

$$L_{o2} \geq \frac{(W_{z2} + W_{o2}) \cdot v_t}{2 \cdot (Q_{m1} + Q_{m2}) \cdot g \cdot (\mu_s \cdot \cos \delta - \sin \delta)} = \frac{(876 + 2021) \cdot 3,15}{2 \cdot (222 + 139) \cdot 9,81 \cdot (0,4 \cdot 0,97 - 0,23)} = 3,03 \text{ m}$$

i także tam możliwe jest przekazanie odpowiedniej siły tarcia między taśmą i urobkiem.

Do przeanalizowania wpływu kąta nachylenia δ oraz prędkości stycznej v_0 na wartość mocy potrzebnej do pokonania oporów ruchu w miejscu załadunku wykonano obliczenia wielowariantowe dla zadanej wydajności $Q_m = Q_{m1} + Q_{m2} = 361$ kg/s, a wyniki zestawiono w formie wykresów na rysunku 4.17.



Rys. 4.17. Wyniki obliczeń mocy czynnej potrzebnej na pokonanie oporów w miejscu załadunku oraz wymaganej długości ograniczeń bocznych w funkcji kąta nachylenia δ oraz prędkości stycznej v_0

4.2.2. Opory ruchu na bębnach

Na bębnach przenośnikowych występują dwie składowe oporów ruchu zaliczane do grupy oporów skupionych. Pierwszą składową jest opór przeginania (przewijania) taśmy na bębnie wyznaczany z zależności empirycznej (w niutonach)

$$W_b = c_1 \cdot \left(K_1 + \frac{S_b}{D_b} \right) \cdot \frac{h_t}{D_b}, \quad (4.113)$$

w której:

S_b – średnia siła w taśmie na bębnie, N;

h_t – grubość taśmy, m;

D_b – średnica bębna, m;

c_1 i K_1 – współczynniki obliczeniowe (tab. 4.10).

Tabela 4.10. Współczynniki do obliczania oporu przeginania taśmy na bębnie

Typ taśmy	Grubość taśmy-okładki nośnej-okładki bieżnej mm	$\frac{h}{D_b}$	c_1	K_1
EP 2500/4	19,5/4,0/4,0	0,013	0,051	290
		0,016	0,082	145
		0,024	0,098	70
EP 1000/2 (PCV)	11,5/2,0/2,0	0,008	0,052	124
		0,009	0,054	100
		0,014	0,059	87
EP 1000/2	11,5/2,0/2,0	0,008	0,031	106
		0,009	0,034	90
		0,014	0,042	65
EP 1000/1 (PCV)	11,0/2,0/2,0	0,007	0,036	145
		0,009	0,038	115
		0,014	0,045	83
St 4500	28,0/10,0/8,0	0,019	0,019	119
		0,022	0,025	77
		0,035	0,029	42
St 1250	16,0/7,0/5,0	0,011	0,041	111
		0,013	0,046	82
		0,020	0,050	66

W tabeli 4.9 podano współczynniki obliczeniowe c_1 i K_1 dla niektórych typów taśm [53]. W razie braku dokładnych danych można współczynniki obliczeniowe wyznaczyć z przybliżonych zależności, oddzielnie dla taśm tekstylnych i taśm z linkami stalowymi, z okładkami gumowymi. W przypadku okładek taśm wykonanych z PCW współczynniki te są o około 18% większe niż dla okładek gumowych. Dla taśm z rdzeniem tekstylnym:

$$c_1 = 1,61 \cdot \frac{h_t}{D_b} \cdot \left(\frac{K_n}{1000} - 0,14 \right) + 0,013 \cdot \left(3,23 - \frac{K_n}{1000} \right), \quad (4.114)$$

$$K_1 = 210 \cdot \left(\frac{K_n}{1000} - 0,20 \right) - 7508 \cdot \frac{h_t}{D_b} \cdot \left(\frac{K_n}{1000} - 0,13 \right), \quad (4.115)$$

dla taśm z linkami stalowymi

$$c_1 = 0,11 \cdot \frac{h_t}{D_b} \cdot \left(9,31 - \frac{K_n}{1000} \right) + 0,0067 \cdot \left(6,13 - \frac{K_n}{1000} \right), \quad (4.116)$$

$$K_1 = 11,04 \cdot \left(\frac{K_n}{1000} + 12,27 \right) - 34,95 \cdot \frac{h_t}{D_b} \cdot \left(124,01 - \frac{K_n}{1000} \right), \quad (4.117)$$

gdzie K_n – nominalna wytrzymałość taśmy, kN/m lub N/mm.

Z zależności (4.114)÷(4.117) należy korzystać ostrożnie i ze zrozumieniem, są to bowiem przybliżone równania i dla niektórych zestawów danych mogą dawać wartości ujemne współczynników. Najczęściej komplikacje takie występują wtedy, gdy przyjmie się zbyt małą średnicę bębna dla taśmy o dużej wytrzymałości.

Drugą składową oporów skupionych występującą na bębnie jest opór tarcia w łożyskach bębna. Składowa ta zależy przede wszystkim od sumarycznej reakcji promieniowej R_b

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{d_o}{D_b} \cdot R_b, \quad \text{N}, \quad (4.118)$$

gdzie:

d_o – średnica czopa wału pod łożyskiem bębna, m;

D_b – średnica bębna, m;

R_b – sumaryczna reakcja w łożyskach bębna, N.

Jeżeli brakuje dokładnych parametrów bębna, można średnicę czopa wyznaczyć z zależności empirycznych dla bębna napędowego

$$d_o = 0,031 + 0,047 \cdot B + 0,12 \cdot D_b, \quad (4.119)$$

oraz dla bębna nienapędowego

$$d_o = 0,048 + 0,012 \cdot B + 0,071 \cdot D_b. \quad (4.120)$$

Sumaryczna reakcja w obu łożyskach bębna jest sumą wektorową siły nabiegającej S_{b1} i siły zbiegającej z bębna S_{b2} . Zgodnie z rysunkiem 4.18 dla kąta opasania bębna β reakcja R_b wynosi

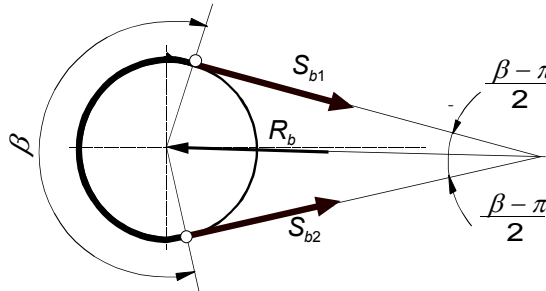
$$R_b = (S_{b1} + S_{b2}) \cdot \cos \left(\frac{\beta - \pi}{2} \right), \quad (4.121)$$

gdzie kąt β jest wyrażony w radianach,

lub

$$R_b = (S_{b1} + S_{b2}) \cdot \cos\left(\frac{\beta - 180^\circ}{2}\right), \quad (4.122)$$

gdzie kąt β jest wyrażony w stopniach.



Rys. 4.18. Układ sił obciążający łożyska bębna

4.2.3. Opory ruchu na urządzeniach czyszczących taśmę

Jeżeli transportowany urobek wykazuje tendencje do przywierania do okładki nośnej, to na stacji czołowej instaluje się jedno lub nawet kilka urządzeń czyszczących w postaci skrobaka [53]. Opór pojedynczego skrobaka W_s składa się z oporu tarcia W_{st} oraz oporu skrobania W_{sk}

$$W_s = W_{st} + W_{sk}. \quad (4.123)$$

Opór skrobania uwzględnia się, gdy warstwa przylegająca do taśmy urobku ma grubość większą niż 2 mm. Opór tarcia skrobaka o powierzchnię taśmy po uwzględnieniu jego ukośnego ustawienia w stosunku do osi podłużnej taśmy pod kątem φ_{so}

$$W_{st} = \mu_{skr} \cdot \frac{P_{skr}}{\cos \varphi_{so}} = \mu_{skr} \cdot \frac{p_{sk} \cdot B \cdot g_{sk}}{\cos \varphi_{so}}, \quad (4.124)$$

gdzie:

μ_{skr} – współczynnik tarcia wkładki czyszczącej skrobaka o powierzchnię taśmy;

P_{skr} – siła dociskająca wkładkę czyszczącą do powierzchni taśmy, N;

φ_{so} – kąt nachylenia skrobaka w stosunku do osi podłużnej taśmy (zazwyczaj wkładka czyszcząca jest ustawiona pod kątem prostym i wtedy $\varphi_{so} = 0$), rad ($^\circ$);

B – szerokość taśmy, m;

g_{sk} – grubość wkładki czyszczącej, m;

p_{sk} – nacisk wywołany przez skrobak na taśmę, Pa.

Współczynnik tarcia gumowej wkładki czyszczącej o powierzchnię taśmy zależy w decydującym stopniu od stanu tej powierzchni oraz panujących nacisków i może być wyznaczony z jednej z trzech podanych zależności (tab. 4.10)

$$\mu_{sk} = a_{s0} + a_{s1} \cdot p_{sk}. \quad (4.125)$$

$$\mu_{sk} = a_{s0} \cdot (10 \cdot p_{sk})^{a_{s2}} \cdot \exp(a_{s3} \cdot p_{sk}). \quad (4.126)$$

$$\mu_{sk} = a_{s0} + \frac{a_{s4}}{p_{sk}}. \quad (4.127)$$

Aby uzyskać obliczeniową wartość oporu skrobania w niutonach, należy we wzorach (4.125)–(4.127) naciski między wkładką czyszczącą a taśmą p_{sk} podstawić w megapaskalach, a odpowiednie bezwymiarowe współczynniki obliczeniowe dobrać według tabeli 4.10. W przypadku warstwy przylegającej do taśmy grubszej niż 2 mm opór skrobania wyrażony w niutonach określa zależność empiryczna [53]

$$W_{sk} = b \cdot (k_1 \cdot h_u + k_2 \cdot v_t - k_0), \quad (4.128)$$

gdzie:

b – szerokość zapelnienia taśmy urobkiem (patrz rys. 2.1a), m;

v_t – prędkość taśmy, m/s;

h_u – grubość przywierającej do taśmy warstwy urobku, mm;

k_0 , k_1 i k_2 – współczynniki obliczeniowe (tab. 4.11).

Tabela 4.10. Wartości pomocnicze do wyznaczania współczynnika tarcia gumowej wkładki czyszczącej o powierzchnię taśmy

Stan powierzchni taśmy	a_{s0}	a_{s1}	a_{s2}	a_{s3}	a_{s4}
Sucha	0,72	4,1	–	–	–
Mokra	0,118	0,62	–	–	–
Zapiaszczona	0,39	8,0	–	–	–
Pokryta mokrą gliną	1,42	–	0,4	–6,0	–
Pokryta mokrym iłem	0,75	–	–	–	0,12
Pokryta mokrym miałem węgla brunatnego	3,25	–	1,18	20,3	–

Tabela 4.11. Współczynniki do wyznaczania oporu skrobania

Rodzaj urobku	Współczynniki obliczeniowe do wzoru (4.128)		
	k_1	k_2	k_0
Ił mokry i mazisty	7,36	26,6	70,1
Gлина mokra i mazista	8,66	10,01	25,2
Miał węgla brunatnego	9,56	13,5	22,9

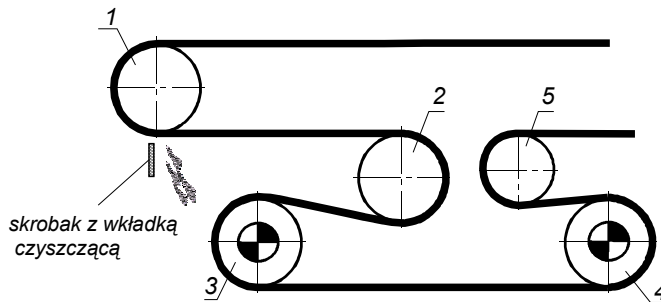
Przykłady obliczeń oporów skupionych na czołowej stacji napędowej

Przykład 1

Wyznaczyć opory skupione na stacji napędowej, której schemat przedstawiono na rysunku 4.19.

Podstawowe parametry stacji napędowej:

- średnica bębna zrzutowego 1 – $D_{bc} = 1\text{ m}$,
- średnice bębnow napędowych 3 i 4 – $D_{bn} = 1\text{ m}$,
- średnica bębna odchylającego 2 – $D_{bo} = 1\text{ m}$,
- średnica bębna odchylającego 5 – $D_{bo} = 0,8\text{ m}$,
- kąt opasania bębna 1 – $\beta_1 = 190^\circ$,
- kąt opasania bębna 2 – $\beta_2 = 190^\circ$,
- kąt opasania bębna 3 – $\beta_3 = 230^\circ$,
- kąt opasania bębna 4 – $\beta_4 = 200^\circ$,
- kąt opasania bębna 5 – $\beta_5 = 200^\circ$,
- siła w taśmie w miejscu nabiegania na bęben zrzutowy – $S_b = 255,7\text{ kN}$,
- siła obwodowa przekazywana na bębnie 3 – $P_{01} = 201,7\text{ kN}$,
- siła obwodowa przekazywana na bębnie 4 – $P_{02} = P_{01} = 201,7\text{ kN}$,
- taśma EP 2000/5, wytrzymałość nominalna taśmy – $K_n = 2000\text{ kN/m}$,
- grubość taśmy $h_t = 22,5\text{ mm}$,
- grubość warstwy mokrej gliny pozostającej na okładce nośnej taśmy – $h_u = 4\text{ mm}$,
- prędkość taśmy $v_t = 2,5\text{ m/s}$,
- siła docisku skrobaka (za bębniem zrzutowym) ustawionego prostopadle do osi taśmy – $P_{skr} = 600\text{ N}$,
- grubość wkładki gumowej skrobaka – $g_{sk} = 20\text{ mm}$.



Rys. 4.19. Schemat rozmieszczenia bębnow i przewijania taśmy na stacji napędowej

Obliczenia oporów ruchu na bębnie 1.

Współczynnik c_1 według wzoru (4.114)

$$\begin{aligned} c_1 &= 1,61 \cdot \frac{h_t}{D_{bc}} \cdot \left(\frac{K_n}{1000} - 0,14 \right) + 0,013 \cdot \left(3,23 - \frac{K_n}{1000} \right) \\ &= 1,61 \cdot \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{1} \cdot \left(\frac{2000}{1000} - 0,14 \right) + 0,013 \cdot \left(3,23 - \frac{2000}{1000} \right) = 0,083, \end{aligned}$$

współczynnik K_1 według wzoru (4.115)

$$\begin{aligned} K_1 &= 210 \cdot \left(\frac{K_n}{1000} - 0,20 \right) - 7508 \cdot \frac{h_t}{D_{bc}} \cdot \left(\frac{K_n}{1000} - 0,13 \right) \\ &= 210 \cdot \left(\frac{2000}{1000} - 0,20 \right) - 7508 \cdot \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{1} \cdot \left(\frac{2000}{1000} - 0,13 \right) = 62,1. \end{aligned}$$

Opór przegینania taśmy na bębnie 1 przy sile w taśmie $S_b = 244,7$ kN wyznacza się według zależności (4.113)

$$W_b = c_1 \cdot \left(K_1 + \frac{S_b}{D_{bc}} \right) \cdot \frac{h_t}{D_{bc}} = 0,083 \cdot \left(62,1 + \frac{244,7 \cdot 10^3}{1} \right) \cdot \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{1} = 457 \text{ N.}$$

Średnica czopa pod łożyskiem nienapędowego bębna zgodnie z zależnością (4.120)

$$d_o = 0,048 + 0,012 \cdot 1,2 + 0,071 \cdot 1 = 0,133 \text{ m.}$$

Z katalogu bębnow wynika, że dla $D_{bc} = 1,0$ m oraz $B = 1,2$ m średnica czopa $d_o = 0,17$ m i taką wartość przyjęto do dalszych obliczeń. Wypadkowa siła działająca na łożyska bębna 1

$$R_b = 2 \cdot S_b \cdot \cos\left(\frac{\beta_1 - 180^\circ}{2}\right) = 2 \cdot 244,7 \cdot 10^3 \cdot \cos 5^\circ = 487538 \text{ N.}$$

Opór tarcia w łożyskach bębna 1 zgodnie z zależnością (4.118)

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{d_o}{D_{bc}} \cdot R_b = 0,005 \cdot \frac{0,17}{1} \cdot 487538 = 415 \text{ N.}$$

Średni nacisk wkładki czyszczącej na taśmę

$$p_{skr} = \frac{P_{skr}}{B \cdot g_{sk}} \cdot 10^{-6} = \frac{600}{1,2 \cdot 20 \cdot 10^{-3}} \cdot 10^{-6} = 0,025 \text{ MPa.}$$

Współczynnik tarcia wkładki czyszczącej o powierzchnię taśmy według wzoru (4.126), gdy: $a_{s0} = 1,42$, $a_{s2} = 0,4$ oraz $a_{s3} = -6,0$

$$\mu_{sk} = 1,42 \cdot (10 \cdot 0,025)^{0,4} \cdot \exp(-6,0 \cdot 0,025) = 0,7.$$

Opór tarcia skrobaka

$$W_{st} = 0,7 \cdot 600 = 420 \text{ N.}$$

Opór skrobania przylegającej warstwy urobku o grubości $h_u = 4$ mm, dla $k_0 = 25,2$, $k_1 = 8,66$ oraz $k_2 = 10,1$ obliczony z zależności (4.128)

$$W_{sk} = b \cdot (k_1 \cdot h_u + k_2 \cdot v_t - k_0) = (0,9 \cdot 1,2 - 0,05) \cdot (4 \cdot 8,66 + 2,5 \cdot 10,1 - 25,2) = 36 \text{ N.}$$

Całkowity opór na urządzeniu czyszczącym

$$W_s = 420 + 36 = 456 \text{ N.}$$

Siła w taśmie w punkcie nabiegania na drugi bęben będzie pomniejszona o sumaryczne opory ruchu na bębnie 1

$$S_b = 244,7 \cdot 10^3 - 457 - 415 - 511 = 243372 \text{ N.}$$

Po uwzględnieniu tej wartości siły w taśmie sumaryczna reakcja w łożyskach bębna 2

$$R_b = 2 \cdot S_b \cdot \cos\left(\frac{\beta_2 - 180^\circ}{2}\right) = 2 \cdot 243372 \cdot \cos 5^\circ = 484892 \text{ N,}$$

a opory na bębnie 2:

$$W_b = 0,083 \cdot \left(62,1 + \frac{243317}{1} \right) \cdot \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{1} = 455 \text{ N,}$$

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{0,17}{1} \cdot 484892 = 412 \text{ N.}$$

Siła w taśmie w punkcie nabiegania na bęben 3 równa jest sile w miejscu nabiegania na bęben odchylający 2 pomniejszonej o opory ruchu na bębnie 2, czyli

$$S_{b1} = 243317 - 455 - 412 = 242450 \text{ N.}$$

Bęben 3 jest bębniem napędowym, na którym przekazywana jest siła obwodowa P_{01} , a zatem siła w taśmie w punkcie zbiegania z tego bębna (bez uwzględnienia oporów ruchu na bębnie) będzie miała wartość

$$S_{b2} = S_{b1} - P_{01} = 242450 - \frac{201,7 \cdot 10^3}{2} = 141600 \text{ N.}$$

Średnia siła w taśmie na bębnie napędowym 3

$$S_b = \frac{S_{b1} + S_{b2}}{2} = \frac{242450 + 141600}{2} = 192025 \text{ N.}$$

Po uwzględnieniu sił w taśmie oraz kąta opasania bębna 3 sumaryczna reakcja w łożyskach tego bębna

$$R_b = (S_{b1} + S_{b2}) \cdot \cos\left(\frac{\beta_3 - 180^\circ}{2}\right) = (242450 + 141600) \cdot \cos 20^\circ = 360889 \text{ N,}$$

Opór przeginania taśmy na bębnie 3

$$W_b = 0,083 \cdot \left(62,1 + \frac{192025}{1}\right) \cdot \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{1} = 359 \text{ N.}$$

Średnica czopa dla bębna napędowego według zależności (4.119)

$$d_o = 0,031 + 0,047 \cdot 1,2 + 0,12 \cdot 1,0 = 0,207 \text{ m.}$$

Opór tarcia w łożyskach bębna 3

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{0,207}{1} \cdot 360889 = 374 \text{ N.}$$

Siła w taśmie w miejscu nabiegania na bęben napędowy 4 będzie równa wcześniej obliczonej sile S_{b2} pomniejszonej o opory ruchu na bębnie 3, czyli

$$S_{b1} = 141600 - 359 - 374 = 140867 \text{ N.}$$

Siła w taśmie w miejscu zbiegania z bębna napędowego 4

$$S_{b2} = S_{b1} - P_{02} = 140867 - \frac{201,7 \cdot 10^3}{2} = 130017 \text{ N.}$$

Sumaryczna reakcja w łożyskach bębna 4

$$R_b = (S_{b1} + S_{b2}) \cdot \cos\left(\frac{\beta_4 - 180^\circ}{2}\right) = (140867 + 130017) \cdot \cos 10^\circ = 266769 \text{ N.}$$

Opór tarcia w łożyskach bębna 4

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{0,207}{1} \cdot 266769 = 276 \text{ N.}$$

Średnia siła w taśmie na bębnie 4

$$S_b = \frac{S_{b1} + S_{b2}}{2} = \frac{140867 + 130017}{2} = 135442 \text{ N.}$$

Opór przeginania taśmy na bębnie 4

$$W_b = 0,083 \cdot \left(62,1 + \frac{135442}{1} \right) \cdot \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{1} = 253 \text{ N.}$$

Siła w taśmie na bębnie 5 równa jest sile S_{b2} (dla bębna 4) pomniejszonej o opory ruchu na bębnie 4, a zatem

$$S_{b1} = 130017 - 276 - 253 = 129488 \text{ N.}$$

Sumaryczna reakcja w łożyskach bębna 5

$$R_b = 2 \cdot S_b \cdot \cos\left(\frac{\beta_5 - 180^\circ}{2}\right) = 2 \cdot 129488 \cdot \cos 10^\circ = 255042 \text{ N.}$$

Średnica czopa bębna 5 (bęben nienapędowy o średnicy zewnętrznej $D_b = 0,8 \text{ m}$)

$$d_o = 0,048 + 0,012 \cdot 1,2 + 0,071 \cdot 0,8 = 0,119 \text{ m.}$$

Przyjęto $d_o = 0,12 \text{ m}$.

Ponieważ bęben 5 ma mniejszą średnicę niż wszystkie pozostałe bębny, należy wyznaczyć nowe współczynniki oporu przeginania taśmy tkaninowej na tym bębnie.

Współczynnik c_1 według zależności (4.114)

$$c_1 = 1,61 \cdot \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{0,8} \cdot \left(\frac{2000}{1000} - 0,14 \right) + 0,013 \cdot \left(3,23 - \frac{2000}{1000} \right) = 0,11.$$

Oszacowanie wartości współczynnika K_1 na podstawie wzoru (4.115) nie jest możliwe, albowiem uzyskuje się ujemne wyniki dla średnicy $D_b = 0,8 \text{ m}$. Aproxymując liniowo podane w tabeli wartości współczynnika można przyjąć $K_1 = 70$.

Opór tarcia w łożyskach bębna 5

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{0,12}{0,8} \cdot 129488 = 97 \text{ N.}$$

Opór przeginania taśmy na bębnie 5

$$W_b = 0,11 \cdot \left(70 + \frac{129488}{0,8} \right) \cdot \frac{22,5 \cdot 10^{-3}}{0,8} = 501 \text{ N.}$$

Siła w taśmie w miejscu zbiegania z bębna 5

$$S = 129488 - 97 - 501 = 128890 \text{ N.}$$

Opory całkowite na analizowanej stacji napędowej (sumaryczne opory na wszystkich bębnach oraz opór na urządzeniu czyszczącym)

$$\Sigma W_c = \Sigma W_b + \Sigma W_l + W_s = 2048 + 1551 + 511 = 4110 \text{ N,}$$

a zatem moc potrzebna na pokonanie oporów skupionych na czołowej stacji napędowej (wg schematu przedstawionego na rys. 4.20)

$$N_c = \frac{\Sigma W_c \cdot v_t}{1000} = \frac{4110 \cdot 2,5}{1000} = 10,275 \text{ kW.}$$

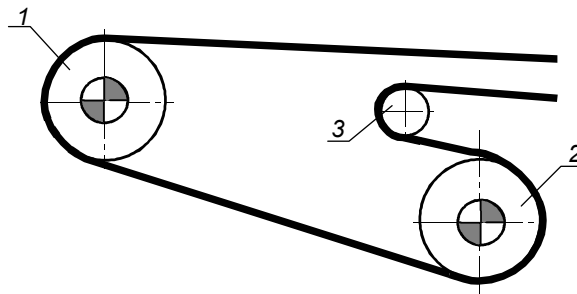
Przykład 2

Wyznaczyć opory skupione na bębnach czołowej stacji napędowej przenośnika taśmowego przedstawionej schematycznie na rysunku 4.20.

Podstawowe parametry stacji napędowej:

- średnica bębna napędowego (i jednocześnie zrzutowego) 1 – $D_{bn} = 1,6 \text{ m}$,

- średnice bębna napędowego 2 – $D_{bn} = 1,6$ m,
- średnica bębna odchylającego 3 – $D_{bo} = 1,25$ m,
- kąt opasania bębna 1 – $\beta_1 = 170^\circ$,
- kąt opasania bębna 2 – $\beta_2 = 210^\circ$,
- kąt opasania bębna 3 – $\beta_3 = 210^\circ$,
- siła w taśmie w miejscu nabiegania na bęben 1 – $S_{b1} = 567$ kN,
- sumaryczna siła obwodowa przekazywana na obu bębnach – $P_0 = 468$ kN,
- siła obwodowa przekazywana na bębnie 4 – $P_{o2} = P_{o1} = 201,7$ kN,
- zastosowana taśma z linkami stalowymi St 3150
- wytrzymałość nominalna taśmy – $K_n = 3150$ kN/m,
- grubość taśmy $h_t = 28$ mm,
- prędkość taśmy $v_t = 5,24$ m/s.



Rys. 4.20. Schemat stacji z dwoma bębnami napędowymi 1 i 2 oraz bębniem odchylającym 3

W analizowanym przenośniku zastosowano trzy jednostki napędowe. W takim przypadku dwie jednostki instaluje się na bębnie pierwszym, a jedną na bębnie drugim, stąd wynika rozkład sił obwodowych na poszczególne bębny w stosunku 2:1. Na bębnie 1 przekazywana jest więc siła obwodowa równa 2/3 całkowitej siły obwodowej, siła zbiegająca z bębna napędowego 1

$$S_{b2} = S_{b1} - \frac{2}{3} \cdot P_0 = 567 \cdot 10^3 - \frac{2}{3} \cdot 468 \cdot 10^3 = 255000 \text{ N.}$$

Średnia siła w taśmie na bębnie 1

$$S_b = \frac{S_{b1} + S_{b2}}{2} = \frac{567000 + 255000}{2} = 411000 \text{ N.}$$

Wypadkowa reakcja w łożyskach bębna 1

$$R_b = (567000 + 255000) \cdot \cos(-5^\circ) = 818872 \text{ N.}$$

Współczynniki oporu przeginięcia taśmy z rdzeniem z linek stalowych na bębnach 1 i 2 według zależności (4.116) i (4.117)

$$\begin{aligned} c_1 &= 0,11 \cdot \frac{h_t}{D_{bn}} \cdot \left(9,31 - \frac{K_n}{1000} \right) + 0,0067 \cdot \left(6,13 - \frac{K_n}{1000} \right) \\ &= 0,11 \cdot \frac{28 \cdot 10^{-3}}{1,6} \cdot (9,31 - 3,15) + 0,0067 \cdot (6,13 - 3,15) = 0,032, \end{aligned}$$

$$K_1 = 11,04 \cdot \left(\frac{K_n}{1000} + 12,27 \right) - 34,95 \cdot \frac{h_t}{D_b} \cdot \left(124,01 - \frac{K_n}{1000} \right)$$

$$= 11,04 \cdot (3,15 + 12,27) - 34,95 \cdot \frac{28 \cdot 10^{-3}}{1,6} \cdot (124,01 - 3,15) = 96,32.$$

Średnica czopa pod łożyskiem bębna napędowego według wzoru (4.120)

$$d_o = 0,031 + 0,04 \cdot 2,25 + 0,12 \cdot 1,6 = 0,313 \text{ m.}$$

Przyjęto $d_o = 0,38 \text{ m}$.

Opór przeginania taśmy na bębnie 1

$$W_b = 0,032 \cdot \left(96,32 + \frac{411000}{1,6} \right) \cdot \frac{28 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 144 \text{ N.}$$

Opór tarcia w łożyskach bębna 1

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{0,38}{1,6} \cdot 818872 = 972 \text{ N.}$$

Siła w taśmie w miejscu nabiegania na bęben 2 równa będzie sile zbiegającej z bębna 1 pomniejszonej o opory ruchu na bębnie 1, czyli

$$S_{b1} = 255000 - 144 - 972 = 253884 \text{ N.}$$

Wyznaczając siłę w taśmie w miejscu zbiegania z bębna 2, należy uwzględnić, że na tym bębnie przekazywana jest siła obwodowa wynosząca 1/3 całkowitej siły obwodowej P_0 , stąd

$$S_{b2} = S_{b1} - \frac{1}{3} \cdot P_0 = 253884 - \frac{1}{3} \cdot 468000 = 97884 \text{ N.}$$

Średnia siła w taśmie na bębnie 2

$$S_b = \frac{S_{b1} + S_{b2}}{2} = \frac{253884 + 97884}{2} = 175884 \text{ N.}$$

Wypadkowa reakcja w łożyskach bębna 2

$$R_b = (253884 + 97884) \cdot \cos(15^\circ) = 339782 \text{ N.}$$

Opór przeginania taśmy na bębnie 2

$$W_b = 0,032 \cdot \left(96,32 + \frac{175884}{1,6} \right) \cdot \frac{28 \cdot 10^{-3}}{1,6} = 62 \text{ N.}$$

Opór tarcia w łożyskach bębna 2

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{0,38}{1,6} \cdot 339782 = 403 \text{ N.}$$

Dla bębna 3 ze względu na inną średnicę należy wyznaczyć nowe współczynniki oporu przeginania

$$c_1 = 0,11 \cdot \frac{28 \cdot 10^{-3}}{1,25} \cdot (9,31 - 3,15) + 0,0067 \cdot (6,13 - 3,15) = 0,035,$$

$$K_1 = 11,04 \cdot (3,15 + 12,27) - 34,95 \cdot \frac{28 \cdot 10^{-3}}{1,25} \cdot (124,01 - 3,15) = 75,62,$$

Średnica czopa pod łożyskami nienapędowego bębna 3

$$d_o = 0,048 + 0,12 \cdot 2,25 + 0,07 \cdot 1,25 = 0,1625.$$

Przyjęto $d_o = 0,17$.

Średnia siła w taśmie na bębnie 3 jest taka sama na całym łuku opasania β_3

$$S_b = 97884 - 62 - 403 = 97419 \text{ N.}$$

Wypadkowa reakcja w łożyskach bębna 3

$$R_b = 2 \cdot 97419 \cdot \cos(15^\circ) = 188199 \text{ N.}$$

Opór przeginanania taśmy na bębnie 3

$$W_b = 0,035 \cdot \left(75,62 + \frac{97419}{1,25} \right) \cdot \frac{28 \cdot 10^{-3}}{1,25} = 61 \text{ N.}$$

Opór tarcia w łożyskach bębna 3:

$$W_l = 0,005 \cdot \frac{0,17}{1,25} \cdot 188199 = 128 \text{ N.}$$

Sumaryczne opory ruchu na analizowanej stacji napędowej

$$\Sigma W_c = \Sigma W_b + \Sigma W_l = 267 + 1503 = 1770 \text{ N.}$$

Moc potrzebna na pokonanie oporów ruchu na bębnach rozpatrywanej stacji napędowej

$$N_c = \frac{\Sigma W_c \cdot v_t}{1000} = \frac{1770 \cdot 5,24}{1000} = 9,27 \text{ kW.}$$

5. OBLICZENIA PRZENOŚNIKÓW KRZYWOLINIOWYCH

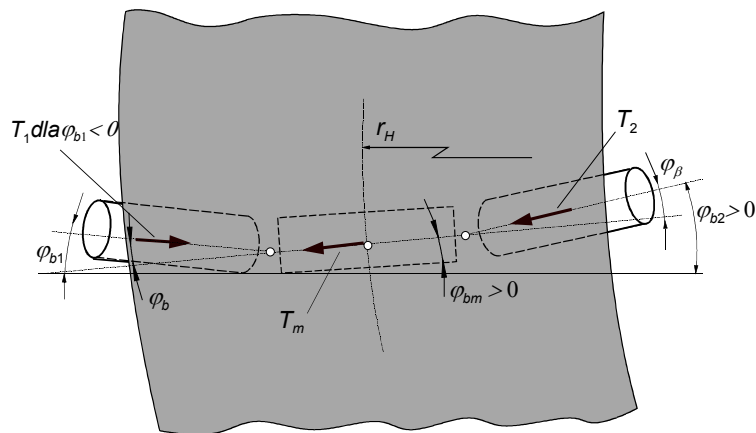
Możliwość prowadzenia trasy przerośnika po złożonej krzywej przestrzennej (kombinacja krzywizny poziomej i pionowej) znacznie poszerza zakres zastosowań transportu taśmowego. Jeżeli przerośnik krzywoliniowy zastępuje jeden lub kilka przerośników z trasą prostoliniową, to eliminuje się wtedy newralgiczne węzły przesyłowe i uzyskuje się istotnie efekty ekonomiczne w postaci wzrostu trwałości taśmy. Trwałość taśmy znacznie się zwiększa z długością przerośnika [41, 53]. Pozytywne doświadczenia eksploatacyjne z przerośnikami krzywoliniowymi [38, 44, 54] skłaniają do poszukiwania nowych rozwiązań z coraz mniejszymi promieniami łuków. Wymiarowanie krzywizn przestrzennych przerośnika taśmowego wymaga rozpatrzenia warunków równowagi taśmy na pojedynczym zestawie krążnikowym. Na łuku przestrzennym trasy przerośnika badana jest stateczność globalna taśmy, czyli równowaga sił w kierunku poziomym, oraz stateczność lokalna, polegająca na sprawdzeniu, czy taśma nie jest odrywana od krążnika po zewnętrznej stronie krzywizny. Niebezpieczeństwo utraty stateczności lokalnej występuje przede wszystkim przy kombinacji łuku poziomego z wklęsłym łukiem pionowym dla $r_V < 0$. Warunki stateczności taśmy należy sprawdzać zarówno w ciągu górnym, jak i w ciągu dolnym.

Równowagę sił na pojedynczym zestawie krążnikowym zapewniają siły tarcia między taśmą i krążnikami (rys. 5.1). W celu wymuszenia stałego oddziaływania sił tarcia zestawu krążnikowe na łuku z krzywizną poziomą r_H ukosuje się względem płaszczyzny pionowej z zadany konstrukcyjnie kątem φ_u , wówczas wszystkie krążniki zestawu górnego mogą być ustawione z wyprzedzeniem. Kąt wyprzedzenia każdego krążnika jest sumą kąta zukosowania całego zestawu φ_u oraz kąta wyprzedzenia, jaki wynika z samoczynnego wychylania się krążników zestawu przegubowego lub konstrukcyjnego ustawienia ze stałym kątem wyprzedzenia krążników bocznych zestawów sztywnych φ_b . Wypadkowe kąty wyprzedzenia krążników zestawu górnego wynoszą:

$$\text{– krążnik środkowy} \quad \varphi_{bm} = \varphi_u, \quad (5.1)$$

$$\text{– krążnik boczny zewnętrzny} \quad \varphi_{b1} = \varphi_u - \varphi_b, \quad (5.2)$$

$$\text{– krążnik boczny wewnętrzny} \quad \varphi_{b2} = \varphi_u + \varphi_b. \quad (5.3)$$



Rys. 5.1. Wyprzedzenie krążników zestawu górnego jako superpozycja wychylenia całego zestawu φ_u oraz wyprzedzenia krążników bocznych φ_b

Wychylenie (tzw. zukosowanie) całego zestawu w kierunku pokazanym na rysunku 5.1 powoduje, że krążnik boczny od wewnętrznej strony krzywizny poziomej oraz krążnik środkowy w ciągnie górnym są zawsze ustawione z wyprzedzeniem dodatnim. Wypadkowe wyprzedzenie krążnika po zewnętrznej stronie krzywizny może być różne. Jeżeli $\varphi_{b1} > \varphi_u$, to krążnik ten będzie ustawiony z wyprzedzeniem ujemnym i siła tarcia na tym krążniku będzie miała zwrot w kierunku do środka krzywizny przeciwnie niż na pozostałych dwóch krążnikach (rys. 5.1). Jeżeli wypadkowy kąt wyprzedzenia zewnętrznego krążnika φ_{b1} będzie dodatni, to siła tarcia T_1 , tak samo jak siły tarcia na pozostałych dwóch krążnikach T_m i T_2 , będzie skierowana na zewnątrz krzywizny. Ogólnie siły tarcia na poszczególnych krążnikach można zapisać równaniami:

$$\text{– krążnik boczny po zewnętrznej stronie krzywizny} \quad T_1 = \mu_0 \cdot C_1 \cdot R_1, \quad (5.4)$$

$$\text{– krążnik środkowy} \quad T_m = \mu_0 \cdot R_m, \quad (5.5)$$

$$\text{– krążnik boczny po wewnętrznej stronie krzywizny} \quad T_1 = \mu_0 \cdot R_1, \quad (5.6)$$

gdzie:

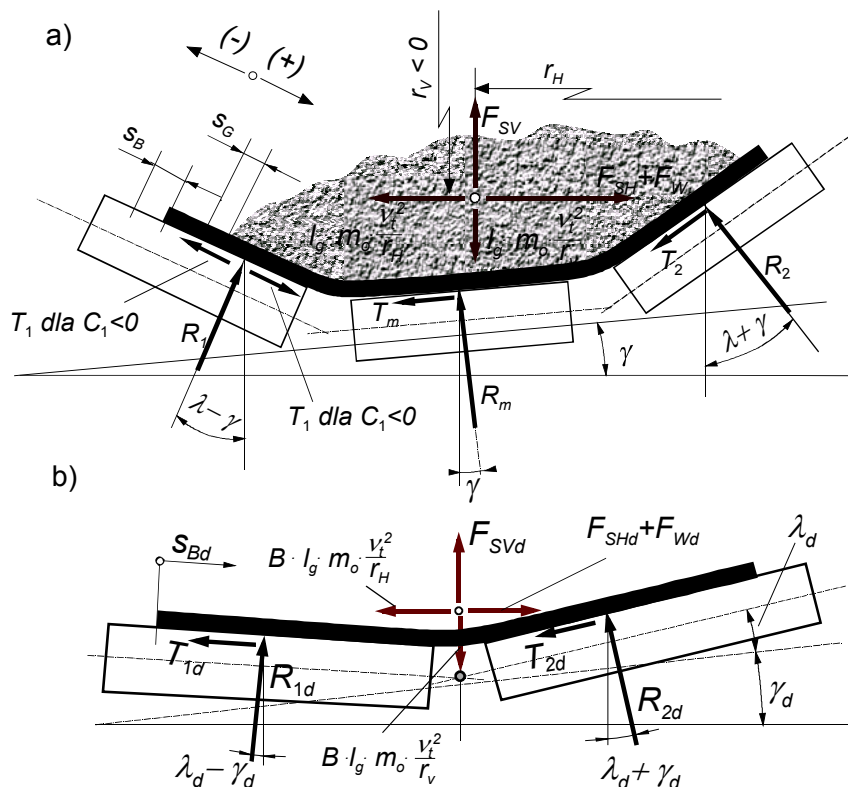
C_1 – bezwymiarowy współczynnik ($C_1 = 1$ dla $\varphi_{b1} > 0$, $C_1 = 0$ dla $\varphi_{b1} = 0$, $C_1 = -1$ dla $\varphi_{b1} < 0$);

R_1, R_m, R_2 – reakcje normalne na krążnikach wyznaczone z uwzględnieniem zbiegania bocznego taśmy i urobku oraz oddziaływania łuku pionowego, N;

μ_0 – kinetyczny współczynnik tarcia między taśmą i urobkiem zależny od kąta wyprzedzenia krążnika, prędkości taśmy, stanu powierzchni taśmy [25, 44] (patrz rozdz. 3.).

W celu zachowania równowagi taśmy, oprócz wymuszonego wyprzedzenia krążników, stosuje się również wychylenie o kąt γ całych zestawów w płaszczyźnie pionowej od strony środka krzywizny poziomej. Zabieg ten jest stosowany zarówno

w cięgnie górnym, jak i w cięgnie dolnym. Układ sił w przekroju poprzecznym taśmy na łuku przestrzennym z wychyleniem zestawu górnego o kąt γ oraz zestawu dolnego o kąt γ_d przedstawiono na rysunku 5.2.



Rys. 5.2. Układ sił w przekroju poprzecznym na łuku przestrzennym trasy przenośnika
 a) zestaw górny wychylony o kąt γ , b) zestaw dolny wychylony o kąt γ_d

Przestrzenne zgięcie taśmy ze składowymi promieniami r_H i r_V powoduje pojawienie się składowych sił ściągniętych F_{SH} i F_{SV} . Wektory tych sił skierowane są zawsze do środka krzywizny. Oprócz sił ściągniętych na łuku przestrzennym pojawiają się także siły odśrodkowe. Składowa siły ściągniętej, wynikająca z zakrzywienia trasy w płaszczyźnie poziomej, wynosi [38, 44]

$$F_{SH} = S \cdot \frac{l_g}{r_H}, \tag{5.7}$$

gdzie:

- S – siła w taśmie na badanym łuku trasy, N;
- l_g – odległość zestawów kółkowych w cięgnie górnym, m;
- r_H – promień krzywizny poziomej, m.

Składowa siły ściągnącej taśmę do środka krzywizny pionowej

$$F_{SV} = S \cdot \frac{l_g}{r_V} \quad (5.8)$$

jest dodatnia przy wypukłym łuku i powoduje wzrost reakcji na krążnikach, natomiast przyjmuje wartości ujemne przy wklęsłym łuku pionowym, co powoduje zmniejszanie reakcji na krążnikach. W najbardziej niekorzystnym przypadku siłę ściągnącą poziomą F_{SH} wspomaga skierowana w tym samym kierunku siła parcia wiatru F_W . Siłę parcia wiatru na ciągnie górne określa zależność

$$F_w = g \cdot C_W \cdot l_g \cdot \frac{v_w^2}{16} \cdot \left[\left(\frac{B - l_m}{2} \right) \cdot \sin(\lambda + \gamma) + l_m \cdot \sin \gamma \right], \quad (5.9)$$

w której:

- v_w – prędkość wiatru, m/s (maksymalna prędkość robocza $v_w = 20$ m/s);
- C_W – współczynnik oporu zależny od kształtu powierzchni ($C_W = 1,2$ kg·s²/m²);
- B – szerokość taśmy, m;
- l_g – odległość zestawów krążnikowych w ciągnie górnym, m;
- l_m – szerokość pasa taśmy nad krążnikiem środkowym, m;
- λ – kąt niecki zestawów górnych, rad (lub stopień);
- γ – kąt zukosowania zestawu, rad (lub stopień);
- g – przyspieszenie ziemskie, m/s².

Siła parcia wiatru na ciągnie dolne

$$F_{wd} = g \cdot C_W \cdot l_d \cdot \frac{v_w^2}{16} \cdot \frac{B}{2} \cdot \sin(\lambda_d + \gamma_d), \quad (5.10)$$

gdzie:

- l_d – odległość zestawów krążnikowych w ciągnie dolnym, m;
- λ_d – kąt niecki zestawów dolnych, rad (lub stopień);
- γ_d – kąt zukosowania zestawu dolnego, rad (lub stopień).

Siły F_{SH} i F_W powodują boczne zbieganie taśmy s_B , które pociąga za sobą przesunięcie strugi urobku na taśmie o odcinek s_G . Jeżeli ciągnie górne jest w niewielkim stopniu załadowane urobkiem, to taśma zbiega do środka krzywizny ($s_B > 0$), natomiast przy pełnym załadunku, w wyniku działania siły odśrodkowej, może dochodzić do zbiegania na zewnątrz krzywizny ($s_B < 0$). W obu kierunkach boczne zbieganie urobku jest proporcjonalne do zbiegania taśmy i zgodnie z badaniami Kesslera [44]

$$s_G = \xi \cdot s_B, \quad (5.11)$$

gdzie: $\xi = 1$ – materiały kleisty, $\xi = 0$ – materiały wodniste oraz $\xi = 0,5$ – materiały sypkie.

Zbieganie taśmy wraz z urobkiem, wychylenie zestawu krążnikowego o kąt γ oraz dodatkowe oddziaływanie taśmy, wywołane łukiem pionowym, powodują asymetrię obciążeń krążników. Szczegółowy algorytm wyznaczania obciążeń krążników z uwzględnieniem tych czynników podano w rozdziale 3., a przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku 3.18.

Obszar równowagi globalnej dla przedstawionego na rysunku 5.2a układu sił działających na wycinek cięgna górnego może być określony za pomocą nierówności

$$S \cdot \frac{l_g}{r_H} + F_w + T_1 \cdot C_1 \cdot \cos(\lambda - \gamma) + R_1 \cdot \sin(\lambda - \gamma) \leq R_m \cdot \sin \gamma + T_m \cdot \cos \gamma + R_2 \cdot \sin(\lambda + \gamma) + T_2 \cdot \cos(\lambda + \gamma) + m_0 \cdot l_g \cdot \frac{v_t^2}{r_H}. \quad (5.12)$$

Po uwzględnieniu zależności (5.4), (5.5) i (5.6)

$$S \cdot \frac{l_g}{r_H} + F_w + R_1 \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda - \gamma) + \sin(\lambda - \gamma)] \leq R_m \cdot [\mu_0 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma] + R_2 \cdot [\mu_0 \cdot C_1 \cdot \cos(\lambda + \gamma) + \sin(\lambda + \gamma)] + m_0 \cdot l_g \cdot \frac{v_t^2}{r_H}, \quad (5.13)$$

gdzie:

S – siła w cięgnię górnym w miejscu analizowanej krzywizny trasy, N;

l_g – odległość zestawów krążnikowych w cięgnię górnym, m;

λ – kąt niecki zestawów górnych, rad (lub stopień);

v_t – prędkość taśmy, m/s;

m_0 – masa liniowa taśmy i urobku, kg/m.

Jednostkowa masa taśmy i urobku w całym możliwym zakresie załadowania ($0 \leq k_z \leq 1$)

$$m_0 = m_u(k_z) + B \cdot m_t, \quad (5.14)$$

gdzie:

$m_u(k_z)$ – zależna od stopnia załadowania cięgna górnego masa liniowa urobku, kg/m;

B – szerokość taśmy, m;

m_t – masa własna taśmy, kg/m².

Stateczność globalna cięgna dolnego (rys. 5.2b) jest równoznaczna ze spełnieniem nierówności

$$S_d \cdot \frac{l_d}{r_H} + F_{wd} + R_{d1} \cdot \sin(\lambda_d - \gamma_d) \leq T_{d1} \cdot \cos(\lambda_d - \gamma_d) + R_{d2} \cdot \sin(\lambda_d + \gamma_d) + T_{d2} \cdot \cos(\lambda_d - \gamma_d) + B \cdot m_t \cdot l_d \cdot \frac{v_t^2}{r_H}. \quad (5.15)$$

Po uwzględnieniu zależności na siły tarcia na poszczególnych krążnikach otrzymuje się

$$S_d \cdot \frac{l_d}{r_H} + F_{Wd} + R_{d1} \cdot \sin(\lambda_d - \gamma_d) \leq R_{d1} \cdot \mu_0 \cdot \cos(\lambda_d - \gamma_d) + R_{d2} \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda_d - \gamma_d) + \sin(\lambda_d + \gamma_d)] + B \cdot m_t \cdot l_d \cdot \frac{v_t^2}{r_H}, \quad (5.16)$$

gdzie:

S_d – siła w ciągnie dolnym w miejscu analizowanej krzywizny trasy, N;

l_d – odległość zestawów krążnikowych w ciągnie dolnym, m;

λ_d – kąt niecki zestawów dolnych, rad (lub stopień);

v_t – prędkość taśmy, m/s;

m_t – masa własna taśmy, kg/m²;

B – szerokość taśmy, m.

Problem dopuszczalnej krzywizny przestrzennej taśmy może być rozpatrywany w wielu aspektach. Podstawowym zagadnieniem jest odpowiedni dobór kąta wychylenia zestawu γ i kąta zukosowania φ_u dla zadanej krzywizny (dla zadanej kombinacji promieni r_H i r_V). Odwrotnym zadaniem jest poszukiwanie minimalnych promieni krzywizn i dobór odpowiednich środków do utrzymania stabilności taśmy. W każdym przypadku wymagane jest sprawdzenie, czy siła w taśmie nie przekroczyła dopuszczalnego zakresu. Dla ciągną górnego zakres ten można wyznaczyć, przekształcając nierówność (5.13) do postaci

$$S \leq -R_1 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot C_1 \cdot \cos(\lambda - \gamma) + \sin(\lambda - \gamma)] + R_m \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma] + R_2 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda + \gamma) + \sin(\lambda + \gamma)] + m_0 \cdot v_t^2 - F_w \cdot \frac{r_H}{l_g}. \quad (5.17)$$

Po przekształceniu nierówności (5.16) otrzymuje się zależność określającą dopuszczalny poziom siły w ciągnie dolnym, czyli

$$S_d \leq R_{d1} \cdot \frac{r_H}{l_d} \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda_d - \gamma_d) - \sin(\lambda_d - \gamma_d)] + R_{d2} \cdot \frac{r_H}{l_d} \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda_d - \gamma_d) + \sin(\lambda_d + \gamma_d)] + B \cdot m_t \cdot v_t^2 - F_{Wd} \cdot \frac{r_H}{l_d}. \quad (5.18)$$

Nierówności (5.17) i (5.18) są warunkami stateczności globalnej. Lokalnie, przy niekorzystnej konfiguracji krzywizny, może dochodzić do utraty przyczepności taśmy z jednym krążnikiem bocznym lub nawet ze wszystkimi krążnikami (odciąganie taśmy od krążników). Warunek równowagi lokalnej sprawdza się na etapie obliczeń reakcji normalnych na poszczególnych krążnikach. W każdym przypadku zarówno w ciągnie górnym, jak i ciągnie dolnym wypadkowa reakcja normalna musi być większa od 0.

Ze względu na zmieniający się rozkład sił w taśmie obliczenia trasy krzywoliniowej należy przeprowadzać przy różnym załadunku cięgna górnego urobkiem. Sprawdzenie stateczności taśmy na łuku w warunkach nierównomiernej strugi urobku wymaga obliczeń wielowariantowych. Procedura i kolejność obliczeń jest następująca:

➤ dla zadanej konfiguracji trasy zawierającej odcinki krzywoliniowe wykonywane są podstawowe obliczenia obejmujące: wyznaczenie oporów ruchu, dobór i rozmieszczenie napędu głównego, sprawdzenie sprzężenia ciernego na wszystkich bębnach napędowych, dobór siły napięcia wstępnego taśmy oraz obliczenia sił w charakterystycznych punktach cięgna dolnego i górnego;

➤ po obliczeniach podstawowych przy zwymiarowanym urządzeniu napinającym powtarzane są obliczenia oporów ruchu i sił w taśmie przy różnym załadunku cięgna górnego przenośnika (seria obliczeń przy zmieniającym się z zadaniem krokiem współczynnika wypełnienia k_z w zakresie od 0 do 1 pozwala na pełną analizę warunków zmiennej strugi urobku);

➤ w charakterystycznych punktach cięgna górnego i dolnego (najczęściej jest to początek lub koniec odcinka krzywoliniowego) sprawdzany jest warunek równowagi cięgna górnego według zależności (5.17) oraz warunek równowagi cięgna dolnego według zależności (5.18);

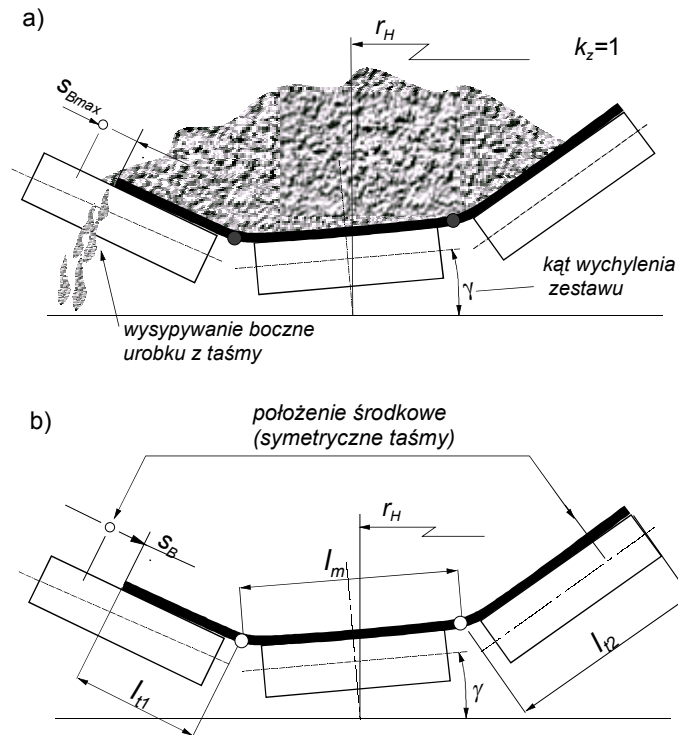
➤ przy obliczaniu obciążeń krażników sprawdzany jest za każdym razem warunek stateczności lokalnej.

W obliczeniach tych należy uwzględnić dwa graniczne warunki położenia taśmy na zestawie krażnikowym. W cięgnie górnym taśma może zbiegać tylko do położenia, w którym jeszcze nie występuje wysypywanie urobku z cięgna (rys. 5.3a). Przypadek taki może wystąpić przy wypełnieniu zbliżonym do załadunku nominalnego, a przyczyną tego jest mniejsze zbieganie urobku w stosunku do zbiegania taśmy. Ponadto taśma pusta w cięgnie górnym lub taśma w cięgnie dolnym nie może wybiegać poza krażniki (rys. 5.3b), ponieważ grozi to zniszczeniem obrzeży taśmy.

Sprawdzenie równowagi polega na wygenerowaniu różnych możliwych położzeń taśmy na zestawie krażnikowym. W tym celu wykonuje się seryjne obliczenia przy zmieniającym się z zadaniem krokiem bocznym zbieganiu taśmy s_B i wynikającym z tego bocznym zbieganiu urobku s_G . W przypadku cięgna dolnego sprawdza się tylko zbieganie boczne taśmy. Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń określa się zakres, w którym możliwa jest równowaga sił na kierunku poziomym. Jeżeli nie uzyskuje się obszaru stateczności taśmy na łuku trasy dla zadanych kątów γ i φ_u , to należy powtórzyć serię obliczeń odpowiednio zwiększając wartości tych kątów w rozsądnym zakresie (γ_{\max} do $10\div 12^\circ$ oraz $\varphi_{u\max}$ do 2°).

W każdym kroku obliczeniowym sprawdzany jest także warunek stateczności lokalnej. Jeżeli w badanym miejscu odcinka krzywoliniowego, dla siły w taśmie odpowiadającej przyjętemu załadunkowi, nie jest spełniony warunek stateczności lub zakres równowagi odpowiada niedopuszczalnym położeniom taśmy na krażnikach (np. taśma wybiega poza zestaw), należy zmienić parametry (np. zwiększyć kąt wychyle-

nia zestawu lub promień krzywizny) i ponowić obliczenia, aż do uzyskania zadowalających wyników.



Rys. 5.3. Dopuszczalny zakres zbiegania taśmy na odcinku krzywoliniowym a) dla cięgna załadowanego urobkiem, b) dla cięgna pustego ($k_z = 0$)

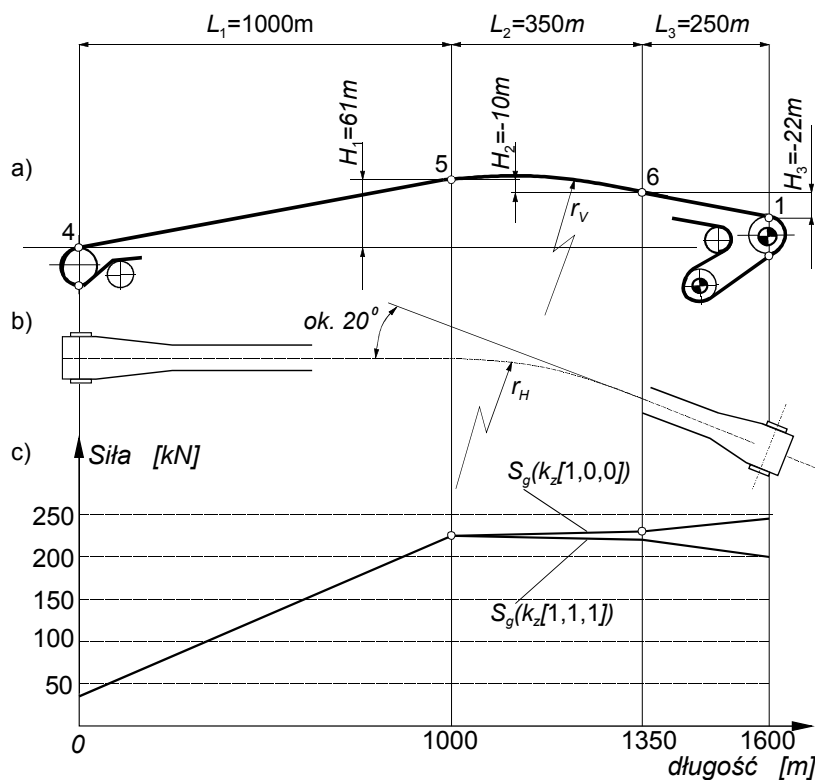
Przykład obliczeń przenośnika krzywoliniowego:

Przeprowadzić analizę stabilności w cięgnie górnym na łuku przestrzennym przenośnika, którego trasę przedstawiono schematycznie na rysunku 5.4a.

Podstawowe dane przenośnika:

- wydajność nominalna (dla $k_z = 1$) $Q_m = 1800 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,51 \text{ m}^3/\text{s}$),
- transportowany urobek – nadkład o gęstości usypowej $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$,
- szerokość taśmy – $B = 1,2 \text{ m}$,
- prędkość taśmy – $v_t = 3,15 \text{ m/s}$,
- odległość podpór krążnikowych w cięgnie górnym – $l_g = 1,2 \text{ m}$,
- kąt niecki trójkrążnikowych zestawów górnych – $\lambda = 30^\circ$,
- szerokość środkowego pasa niecki w cięgnie górnym – $l_m = 0,382 \text{ m}$,
- przekrój nominalny strugi urobku – $A_{nom} = 0,1625 \text{ m}^2$ (wg rozdz. 2.),
- zainstalowana taśma z linkami stalowymi St 2000,
- masa jednostkowa taśmy – $m_t = 37,3 \text{ kg/m}^2$,

- napęd główny przenośnika – czołowy dwubębnowy 4×320 kW,
- siła napinająca taśmę w ruchu ustalonym $S_2 = 60$ kN (z warunku sprzężenia cierne-
nego),
- krzywizna przestrzenna trasy: składowa pionowa $r_V = 2360$ m oraz składowa po-
zioma $r_H = 1008$ m,
- współczynnik tarcia między taśmą i krażnikami – $\mu_0 = 0,3$,
- kąt wychylenia zestawów górnych na łuku przestrzennym – $\gamma = 6^\circ$,
- kąt zukosowania zestawów górnych na łuku przestrzennym – $\varphi_u = 1^\circ$.



Rys. 5.4. Schemat analizowanego przenośnika krzywoliniowego:

a) układ trasy w płaszczyźnie pionowej, b) układ trasy w płaszczyźnie poziomej, c) siły w cięgnię górnym

Przed przystąpieniem do obliczeń zasadniczych należy wyznaczyć siły w taśmie na łuku w ruchu ustalonym. Po obliczeniach oporów ruchu określono rozkład sił w cięgnię górnym i przedstawiono na rysunkach 5.4c i d. Z obliczeń tych wynika, że maksymalna siła w taśmie na łuku przy załadunku znamionowym wynosi $S = 230$ kN. Jest to siła S_5 taka sama dla obu przypadków załadunku przedstawionych na rysunkach 5.4c i d. Maksymalna siła w taśmie na łuku przy pustej taśmie (dla $k_z = 0$) występuje, gdy załadunek jest tylko odcinek wznoszący (rys. 5.4c). W tym przypadku jest to siła S_6 , która wynosi $S = 235$ kN). Należy zatem sprawdzić stateczność taśmy załadowanej dla siły $S = 230$ kN oraz taśmy pustej dla $S = 235$ kN.

Dla znamionowego załadowania taśmy (dla $k_z = 1$) reakcje na poszczególnych krążnikach wynoszą: $R_1 = 1037$ N (krążnik od zewnętrznej strony krzywizny), $R_m = 972$ N (krążnik środkowy) oraz $R_2 = 426$ N (krążnik od wewnętrznej strony krzywizny). Obliczenia przeprowadzono według algorytmów podanych w rozdz. 3. i dla analizowanego przenośnika wyniki pokazano na rysunku 3.18. Przy pełnym załadowaniu taśma zbiega na zewnątrz krzywizny, a zbieganie boczne wynosi $s_B = -0,06$ m i jest bezpieczne dla pracy przenośnika (nie występuje wysypywanie urobku przez krawędź boczną taśmy). Zakładając niekorzystny wiatr wiejący prostopadle do trasy przenośnika z prędkością $v_W = 20$ m/s w kierunku do środka krzywizny poziomej, należy uwzględnić siłę parcia wiatru na taśmie, która dla współczynnika $C_W = 1,2$ kg·s²/m²

$$F_w = g \cdot C_W \cdot l_g \cdot \frac{v_w^2}{16} \cdot \left[\left(\frac{B - l_m}{2} \right) \cdot \sin(\lambda + \gamma) + l_m \cdot \sin \gamma \right]$$

$$= 9,81 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot \frac{20^2}{16} \cdot \left[\left(\frac{1,2 - 0,382}{2} \right) \cdot \sin(36^\circ) + 0,382 \cdot \sin(6^\circ) \right] = 99 \text{ N.}$$

Dla $k_z = 1$ liniowa masa taśmy i urobku

$$m_0 = A_{\text{nom}} \cdot \rho + B \cdot m_t = 0,1625 \cdot 1200 + 1,2 \cdot 37,3 = 239,8 \text{ kg/m.}$$

Przyjęto wstępnie, że w ciągnię górnym zastosowane są sztywne zestawy krążnikowe, a na łuku przestrzennym trasy zestawy te mają konstrukcyjnie wymuszony kąt wyprzedzenia krążników bocznych $\varphi_b = 1^\circ$. Jeżeli kąt wyprzedzenia krążnika bocznego jest równy kątowi zukosowania całego zestawu φ_u , to wypadkowy kąt wyprzedzenia wyniesie $\varphi_{b1} = 0$ i wówczas współczynnik obliczeniowy $C_1 = 0$, a zatem siła w taśmie zgodnie z (5.18) musi spełniać nierówność

$$S \leq -R_1 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot \sin(\lambda - \gamma) + R_m \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma]$$

$$+ R_2 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda + \gamma) + \sin(\lambda + \gamma)] + m_0 \cdot v_t^2 - F_w \cdot \frac{r_H}{l_g}$$

$$= -1037 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot \sin(24^\circ) + 972 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [0,3 \cdot \cos(6^\circ) + \sin(6^\circ)]$$

$$+ 426 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [0,3 \cdot \cos(36^\circ) + \sin(36^\circ)] + 239,8 \cdot 5,24^2 - 99 \cdot \frac{1008}{1,2}$$

$$= 195254 \text{ N} = 195 \text{ kN.}$$

Jak wykazały obliczenia przy prędkości wiatru $v_W = 20$ m/s siła w taśmie $S = 230$ kN nie zapewnia warunku stateczności taśmy na łuku przestrzennym trasy. Bez uwzględnienia siły parcia bocznego wiatru bezpieczny poziom siły w taśmie według (5.18), tj. po pominięciu ostatniego po prawej stronie nierówności członu z siłą F_w , wyniesie 278 kN i wówczas przyjęty łuk przestrzenny będzie bezpieczny. Stąd wynika wniosek, że w celu zabezpieczenia się przed negatywnymi skutkami wiatru na łuku przestrzennym trasy należy po zewnętrznej stronie krzywizny poziomej zastosować osłony przeciwwietrzne. Należy przy tym pamiętać, że jeżeli działa wiatr i deszcz, to praca przenośnika krzywoliniowego jest znacznie utrudniona.

Jeżeli zastosowane będą przegubowe zestawy krążnikowe, to – w wyniku wzajemnego oddziaływania pomiędzy taśmą i krążnikami – krążniki boczne samoczynnie przyjmą ujemny kąt wyprzedzenia $\varphi_b \approx -0,9^\circ$ i wówczas $\varphi_{b1} < 0$, co oznacza $C_1 = -1$. Warunek stateczności taśmy wyglądał wtedy będzie następująco

$$\begin{aligned} S &\leq -R_1 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot C_1 \cdot \cos(\lambda - \gamma) + \sin(\lambda - \gamma)] + R_m \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma] \\ &\quad + R_2 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda + \gamma) + \sin(\lambda + \gamma)] + m_0 \cdot v_t^2 - F_w \cdot \frac{r_H}{l_g} \\ &= -1037 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [-1 \cdot 0,3 \cdot \cos(24^\circ) + \sin(24^\circ)] + 972 \cdot \frac{1008}{1,2} \\ &\quad \times [0,3 \cdot \cos(6^\circ) + \sin(6^\circ)] + 426 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [0,3 \cdot \cos(36^\circ) + \sin(36^\circ)] \\ &\quad + 239,8 \cdot 5,24^2 - 99 \cdot \frac{1008}{1,2} = 433986 \text{ N} = 434 \text{ kN}. \end{aligned}$$

W przypadku zestawów przegubowych nawet przy niekorzystnym wietrze zachowany będzie warunek stabilności ciężna górnego. Należy zwrócić jednak uwagę, że wypadkowy kąt wyprzedzenia krążnika po wewnętrznej stronie krzywizny wynosi $\varphi_{b2} = 0,1^\circ$ i jest bliski 0. W takim przypadku, dla zabezpieczenia się przed utratą stabilności, należy zwiększyć kąt zukosowania co najmniej do poziomu $\varphi_u = 2^\circ$. Przy rozpatrywaniu warunków stabilności pustego ciężna górnego należy przyjąć masę liniową

$$m_0 = B \cdot m_t = 1,2 \cdot 37,3 = 44,8 \text{ kg/m}$$

oraz reakcje normalne na krążnikach: $R_1 = 66 \text{ N}$, $R_m = 160 \text{ N}$ oraz $R_2 = 283 \text{ N}$. Reakcje te występują przy zbieganiu bocznym taśmy $s_B = 0,24 \text{ m}$ (patrz rys. 3.18). Dla sztywnych zestawów krążnikowych i przy konstrukcyjnie zadanym wyprzedzeniu bocznych krążników $\varphi_b = 1^\circ$ ($C_1 = 0$) warunek stabilności z uwzględnieniem niekorzystnego działania bocznego wiatru brzmi następująco:

$$\begin{aligned} S &\leq -R_1 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot \sin(\lambda - \gamma) + R_m \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma] \\ &\quad + R_2 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda + \gamma) + \sin(\lambda + \gamma)] + m_0 \cdot v_t^2 - F_w \cdot \frac{r_H}{l_g} \\ &= -66 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot \sin(24^\circ) + 160 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [0,3 \cdot \cos(6^\circ) + \sin(6^\circ)] \\ &\quad + 283 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [0,3 \cdot \cos(36^\circ) + \sin(36^\circ)] + 44,8 \cdot 5,24^2 - 99 \cdot \frac{1008}{1,2} \\ &= 147092 \text{ N} = 147 \text{ kN}. \end{aligned}$$

Ponieważ siła w taśmie na łuku przestrzennym trasy dla $k_z = 0$ wynosi $S = 235 \text{ kN}$, nie ma zatem warunków do zachowania stabilności taśmy. W przypadku zastosowania

osłon przeciwwietrznych obliczeniowa siła wyniesie 230 kN i również nie będzie zachowanej stabilności. Przeliczenie warunków stabilności dla zestawów przegubowych ($C_1 = -1$) daje następujący wynik:

$$\begin{aligned}
 S &\leq -R_1 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot C_1 \cdot \cos(\lambda - \gamma) + \sin(\lambda - \gamma)] + R_m \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma] \\
 &\quad + R_2 \cdot \frac{r_H}{l_g} \cdot [\mu_0 \cdot \cos(\lambda + \gamma) + \sin(\lambda + \gamma)] + m_0 \cdot v_t^2 - F_w \cdot \frac{r_H}{l_g} \\
 &= -66 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [-1 \cdot 0,3 \cdot \cos(24^\circ) + \sin(24^\circ)] + 160 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [0,3 \cdot \cos(6^\circ) + \sin(6^\circ)] \\
 &\quad + 283 \cdot \frac{1008}{1,2} \cdot [0,3 \cdot \cos(36^\circ) + \sin(36^\circ)] + 44,8 \cdot 5,24^2 - 99 \cdot \frac{1008}{1,2} \\
 &= 162\,287 \text{ N} = 162 \text{ kN}.
 \end{aligned}$$

Tabela 5.1. Zestawienie wyników obliczeń stateczności globalnej na łuku przestrzennym trasy przenośnika o krzywiznach składowych $r_V = 2360$ m oraz $r_H = 1008$ m

Analizowany przypadek	Rodzaj zestawów krażnikowych na łuku przestrzennym trasy	Współczynnik obliczeniowy C_1	Obliczona maksymalna siła w taśmie spełniająca warunek stabilności dla $\varphi_b = 1^\circ$ i $\gamma = 6^\circ$	
			$k_z = 1$ max siła w taśmie $S = 230$ kN	$k_z = 0$ max siła w taśmie $S = 235$ kN
Ciężno górne z uwzględnieniem siły parcia wiatru $F_w = 99$ N	szttywne z konstrukcyjnie zadaniem kątem $\varphi_b = 1^\circ$ po obu stronach krzywizny	0	195 kN (brak stateczności)	147 kN (brak stateczności)
	szttywne z konstrukcyjnie zadaniem kątem $\varphi_b = 1^\circ$ tylko po zewnętrznej stronie krzywizny	-1	434 kN (spełniony warunek stateczności)	162 kN (brak stateczności)
	przegubowe z samoczynnym wyprzedzeniem $\varphi_b \approx -0,9^\circ$	-1	434 kN (spełniony warunek stateczności)	162 kN (brak stateczności)
Ciężno górne bez uwzględnienia siły parcia wiatru (osłony) $F_w = 0$	szttywne z konstrukcyjnie zadaniem kątem $\varphi_b = 1^\circ$ po obu stronach krzywizny	0	278 kN (spełniony warunek stateczności)	230 kN (brak stateczności)
	szttywne z konstrukcyjnie zadaniem kątem $\varphi_b = 1^\circ$ tylko po zewnętrznej stronie krzywizny	-1	517 kN (spełniony warunek stateczności)	245 kN (spełniony warunek stateczności)
	przegubowe z samoczynnym wyprzedzeniem $\varphi_b \approx -0,9^\circ$	-1	517 kN (spełniony warunek stateczności)	245 kN (spełniony warunek stateczności)

Również w tym przypadku siła w taśmie wynosząca $S = 235$ kN jest powyżej bezpiecznego poziomu. Dopiero po uwzględnieniu osłon przeciwwietrznych wymagane

będzie, aby siła w taśmie była mniejsza niż 245 kN, co mieści się w bezpiecznym zakresie. Syntetyczne ujęcie wyników obliczeń dla różnych rozpatrywanych przypadków zestawiono w tabeli 5.1.

Z przedstawionych obliczeń wynika, że w przypadku zastosowania przegubowych zestawów krążnikowych i osłon eliminujących ewentualne boczne parcie wiatru na taśmę możliwe jest bezpieczne zrealizowanie łuku przestrzennego trasy ze składową poziomą $r_H = 1008$ m. W celu uzyskania warunków równowagi sił na łuku przestrzennym należy również przeanalizować możliwość zainstalowania sztywnych zestawów krążnikowych w specjalnym wykonaniu, gdzie boczne krążniki po zewnętrznej stronie krzywizny nie będą miały konstrukcyjnie wymuszonego dodatniego kąta wyprzedzenia.

6. OBLICZENIA NAPĘDÓW PRZENOŚNIKÓW TAŚMOWYCH

6.1. Napędy wielobębnowe

Dobór mocy i rozlokowanie jednostek napędowych jest tylko wstępnym etapem projektowania napędu głównego przenośnika taśmowego. Jednym z istotnych problemów projektowych i eksploatacyjnych przenośników taśmowych dużej mocy jest nierównomierność obciążeń poszczególnych jednostek napędowych w ruchu ustalonym. Przyczyną tego zjawiska są sztywne charakterystyki silników asynchronicznych prądu przemiennego, wzdluzne i poprzeczne odkształcenia sprężyste taśmy przenośnikowej oraz poprzeczne odkształcenia (ugięcia) gumowych okładzin bębnow. W obszarze pracy ustalonej moment rozwijany przez silnik asynchroniczny prądu przemiennego jest wprost proporcjonalny do poślizgu elektrycznego

$$M = \frac{M_{zn}}{1 - \frac{n_{zn}}{n_{synchr}}} \cdot s = \frac{M_{zn}}{1 - \frac{\omega_{zn}}{\omega_{synchr}}} \cdot s, \quad (6.1)$$

gdzie:

M_{zn} – moment znamionowy silnika, N·m;

n_{zn}, n_{synchr} – obroty znamionowe i synchroniczne silnika, obr/min;

s – poślizg elektryczny silnika;

$\omega_{zn}, \omega_{synchr}$ – prędkość kątowna znamionowa i synchroniczna silnika, s⁻¹.

Poślizg elektryczny silnika wynika z chwilowej prędkości kątowej ω (różnej od prędkości synchronicznej ω_{synchr}) i wynosi

$$s = 1 - \frac{\omega}{\omega_{synchr}} = 1 - \frac{n}{n_{synchr}}. \quad (6.2)$$

Po wprowadzeniu stałego parametru

$$A = \frac{M_{zn}}{1 - \frac{\omega_{zn}}{\omega_{synchr}}} = \frac{M_{zn}}{1 - \frac{n_{zn}}{n_{synchr}}} = \frac{M_{zn}}{s_{zn}}, \quad (6.3)$$

nazywanego znamionową sztywnością charakterystyki silnika można wyrażenie (6.1) uprościć do postaci

$$M = A \cdot s. \quad (6.4)$$

Napęd główny przenośnika taśmowego może składać się z jednego, dwóch lub trzech bębnow napędowych na stacji czołowej oraz dodatkowego napędu na stacji zwrotnej. Rzadko spotyka się przenośniki taśmowe z czterema bębnami napędowymi na stacji czołowej, można zatem maksymalnie zainstalować 8 jednostek napędowych. Nierównomierność obciążeń poszczególnych jednostek napędowych w ruchu ustalonym wynika z różnych prędkości kątowych bębnow napędowych. Zakładając różne charakterystyki silników, można opisać moment rozwijany przez silnik ogólną zależnością

$$M_{ij} = A \cdot s_i \cdot k_{ij}, \quad (6.5)$$

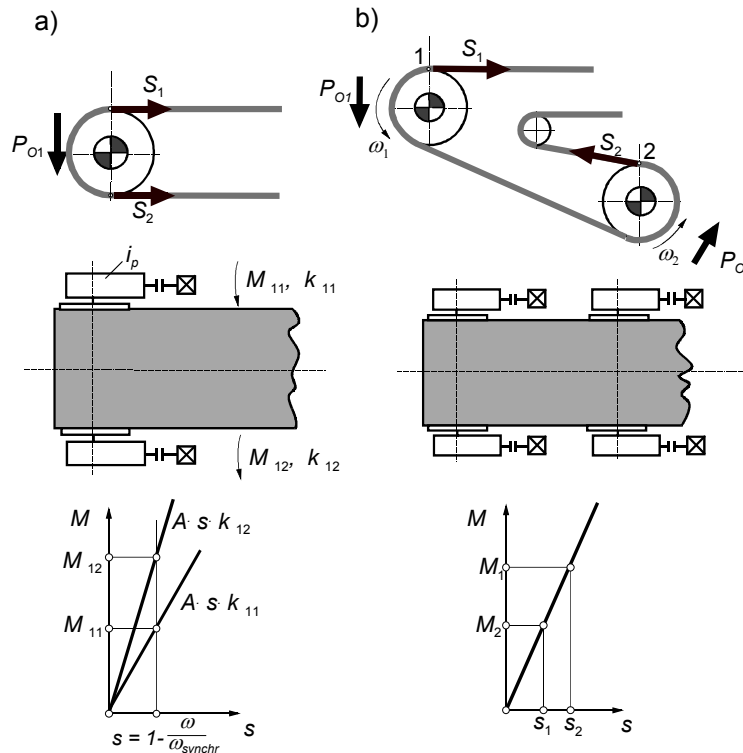
w której bezwymiarowy współczynnik k_{ij} określa zmianę charakterystyki mechanicznej silnika w obszarze pracy ustalonej w odniesieniu do charakterystyki znamionowej. Indeks i w zależności (6.5) oznacza kolejny bęben napędowy, a indeks j – numer silnika na danym bębnie ($j = 1$ lub 2). Dla i -tego bębna z jednym silnikiem $k_{i1} \neq 0$ oraz $k_{i2} = 0$. Jeżeli wartość współczynnika k_{ij} wynosi 1, to silnik pracuje z charakterystyką znamionową. Dla $k_{ij} < 1$ silnik ma „miękką” charakterystykę, a dla $k_{ij} > 1$ charakterystyka silnika jest „sztywna”. Dwa silniki napędzające poprzez wspólny wał i -ty bęben napędowy mają zawsze taką samą prędkość kątową, a zatem taki sam poślizg elektryczny. Jeżeli występują różnice w charakterystykach mechanicznych ($k_{i1} \neq k_{i2}$), to każdy z tych silników będzie rozwijał inny moment (rys. 6.1a), a różnicę momentów określa się zależnością

$$\Delta M_i = M_{i1} - M_{i2} = A \cdot s_i \cdot (k_{i1} - k_{i2}). \quad (6.6)$$

Jeżeli dwa bębny wskutek wzdluznych odkształceń sprężystych taśmy i ugięć okładzin gumowych bębnow napędowych będą miały różne prędkości kątowe ω_1 i ω_2 (rys. 6.1b), to przy identycznych charakterystykach mechanicznych silników różnica momentów

$$\Delta M_{1-2} = M_1 - M_2 = A \cdot (s_1 - s_2) = A \cdot \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_{zn}}. \quad (6.7)$$

Przy dużej sztywności charakterystyki mechanicznej silnika elektrycznego, co objawia się prawie pionowym nachyleniem zależności $M = f(\omega)$ w pobliżu momentu znamionowego (w pobliżu obrotów synchronicznych), niewielkie różnice charakterystyk lub prędkości kątowych mogą powodować wyraźne różnice momentów rozwijanych przez poszczególne silniki wchodzące w skład napędu głównego przenośnika. Różnice obciążeń takich samych jednostek napędowych mogą być również spowodowane odchyłkami charakterystyk mechanicznych (w dopuszczalnym zakresie). Problem ten zilustrowano i wyjaśniono na rysunku 6.1.



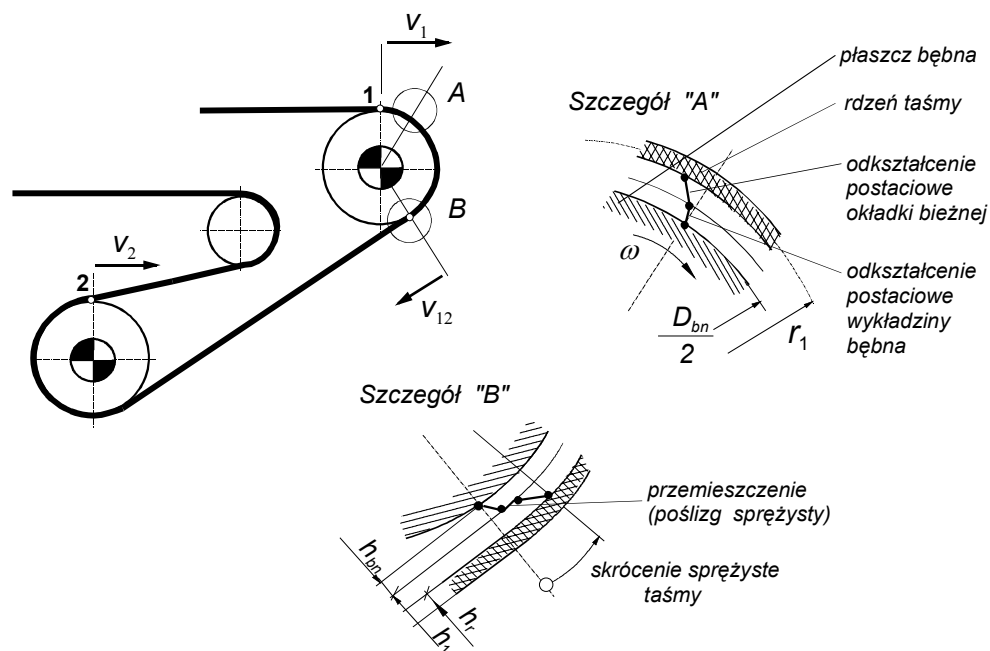
Rys. 6.1. Momenty rozwijane przez silniki napędu głównego przenośnika taśmowego:
 a) wpływ różnic w charakterystykach mechanicznych w przypadku równoległej współpracy dwóch silników na wspólnym wale jednego bębna napędowego;
 b) wpływ poślizgów elektrycznych wynikających z różnicy prędkości kątowych w przypadku napędzania dwóch bębnow silnikami o takich samych charakterystykach

W obliczeniach wstępnych przenośnika, poprzedzających analizę obciążeń poszczególnych silników, zakłada się rozkład sił obwodowych na bębnach napędowych proporcjonalny do zainstalowanej mocy. Założenie to pozwala na wykonanie pełnego cyklu obliczeń projektowych, łącznie z doбором taśmy, średnic bębnow, sił w taśmie w ruchu ustalonym i układem bębnow napędu głównego. W przenośnikach, w których zastosowano dwa i więcej bębnow napędowych, po obliczeniach wstępnych wyznacza się obciążenia (momenty) poszczególnych jednostek napędowych z uwzględnieniem następujących czynników:

- różne sztywności charakterystyk silników, wynikające z odchyłek produkcyjnych lub zamierzonych działań (np. dodatkowe opory w obwodzie elektrycznym silnika),
- różne prędkości obwodowe w miejscach nabiegania taśmy na bębny wynikające z odkształceń sprężystych taśmy (z poślizgu sprężystego taśmy),
- różne promienie bębnow wynikające z ugięć okładzin gumowych i okładek bieżnych taśmy.

6.1.1. Napęd dwubębnowy na stacji czołowej

Przy zachowaniu warunku sprzężenia ciernego taśma w miejscu nabiegania na bęben napędowy ma prędkość równą prędkości obwodowej bębna v_1 . W wyniku przekazywania siły obwodowej P_{01} (rys. 6.2) na łuku opasania bębna występuje spadek siły w taśmie od wielkości S_1 do wielkości S_{12} , co powoduje, że prędkość taśmy w punkcie zbiegania jest mniejsza od prędkości w punkcie nabiegania (na łuku opasania rdzeń taśmy ulega skróceniu). Przemieszczenie rdzenia taśmy w stosunku do płaszcza bębna napędowego odbywa się kosztem odkształceń postaciowych wykładziny bębna i okładki bieżnej taśmy. Przy przekazywaniu małej siły obwodowej dochodzi tylko do odkształceń postaciowych obu warstw gumy bez poślizgu sprężystego. W przypadku dużych sił obwodowych (przy pełnym wykorzystaniu sprzężenia ciernego) przemieszczanie rdzenia taśmy w stosunku do płaszcza bez poślizgu sprężystego tylko kosztem odkształceń postaciowych warstw gumy występuje w niewielkim obszarze kąta spoczynku [53] (tuż za punktem nabiegania taśmy na bęben). W pozostałym obszarze naprężenia styczne na powierzchni styku taśmy i wykładziny bębna przekraczają wielkości graniczne i dochodzi do poślizgu sprężystego.



Rys. 6.2. Schemat do wyznaczania sił obwodowych w czołowym napędzie dwubębnowym

Maksymalna prędkość poślizgu sprężystego ma miejsce w punkcie zbiegania taśmy z bębna napędowego i dla pierwszego bębna napędowego (szczegół „B” na rys. 6.2) wynosi

$$v_{\text{spr}} = -v_1 \cdot \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}. \quad (6.8)$$

Ujemna prędkość poślizgu sprężystego oznacza, że prędkość taśmy maleje. Zwiększenie prędkości taśmy w wyniku poślizgu sprężystego może wystąpić w przypadku przyrostu siły w kierunku ruchu taśmy. W przedziale czasu, w którym bęben obróci się o kąt opasania, rdzeń taśmy odkształci się sprężysto, w wyniku czego prędkość taśmy w punkcie zbiegania z bębna

$$v_{12} = v_1 \cdot \left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B} \right), \quad (6.9)$$

gdzie:

v_1 – prędkość taśmy w punkcie nabiegania na bęben napędowy, m/s;

v_{12} – prędkość taśmy w punkcie zbiegania z bębna napędowego, m/s;

P_{01} – przekazana na bębnie siła obwodowa, N;

E_{db} – moduł dynamiczny taśmy dla warunków obciążeń panujących na bębnie napędowym według zależności (1.166) lub (1.167), N/m;

B – szerokość taśmy, m.

Z zależności tej wynika, że na bębnie napędowym, w wyniku spadku siły w taśmie o wartość przekazanej siły obwodowej P_{01} , prędkość taśmy zmniejsza się, co jest efektem poślizgu sprężystego. Jeżeli na odcinku między dwoma bębnami nie występują opory ruchu taśmy (np. na urządzeniu czyszczącym), to siła w taśmie nie ulega zmianie, a zatem prędkość taśmy w punkcie zbiegania z pierwszego bębna napędowego v_{12} jest wtedy równa prędkości taśmy w punkcie nabiegania na drugi bęben napędowy v_2 . Iloraz prędkości

$$\frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}. \quad (6.10)$$

Zakładając różne charakterystyki mechaniczne poszczególnych silników, przez przypisanie każdemu z nich różnego współczynnika k_{ij} , można analizować rozkład sił obwodowych na obu bębnach napędowych. Po uwzględnieniu sprawności mechanicznej układu napędowego η_m przełożenia mechanicznego przekładni i_p oraz promieni bębnów r_1 i r_2 siły obwodowe na obu bębnach:

$$P_{01} = i_p \cdot \eta_m \cdot \frac{M_{11} + M_{12}}{r_1} = \frac{i_p \cdot \eta_m \cdot A \cdot s_1}{r_1} \cdot (k_{11} + k_{12}), \quad (6.11)$$

$$P_{02} = i_p \cdot \eta_m \cdot \frac{M_{21} + M_{22}}{r_2} = \frac{i_p \cdot \eta_m \cdot A \cdot s_2}{r_2} \cdot (k_{21} + k_{22}). \quad (6.12)$$

Po uwzględnieniu zależności (6.2) poślizg elektryczny silników na obu bębnach można zapisać równaniami:

$$s_1 = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_{\text{synchr}}} = \frac{P_{01} \cdot r_1}{i_p \cdot \eta_m \cdot A \cdot (k_{11} + k_{12})}, \quad (6.13)$$

$$s_2 = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_{\text{synchr}}} = \frac{P_{02} \cdot r_2}{i_p \cdot \eta_m \cdot A \cdot (k_{21} + k_{22})}. \quad (6.14)$$

Iloraz prędkości kątowych obu bębnow napędowych

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1 - \frac{P_{01} \cdot r_1}{i_p \cdot \eta_m \cdot A \cdot (k_{11} + k_{12})}}{1 - \frac{P_{02} \cdot r_2}{i_p \cdot \eta_m \cdot A \cdot (k_{21} + k_{22})}} = \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{01} \cdot r_1}{k_{11} + k_{12}}}{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{02} \cdot r_2}{k_{21} + k_{22}}}. \quad (6.15)$$

Prędkości liniowe taśmy w punktach nabiegania na bębny napędowe można wyrazić iloczynem prędkości kątowej oraz promienia bębna, czyli:

$$v_1 = \omega_1 \cdot r_1, \quad (6.16)$$

$$v_2 = \omega_2 \cdot r_2$$

i wówczas, po uwzględnieniu (6.10),

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{v_2}{v_1} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B} \right). \quad (6.17)$$

Z porównania (6.15) i (6.17) wynika równanie

$$1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{01} \cdot r_1}{k_{11} + k_{12}}}{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{02} \cdot r_2}{k_{21} + k_{22}}}, \quad (6.18)$$

które wraz z warunkiem równowagi sił obwodowych i sumarycznych oporów ruchu przenośnika

$$P_{01} + P_{02} = W \quad (6.19)$$

tworzy układ dwóch równań umożliwiający wyznaczenie sił obwodowych P_{01} i P_{02} .

Analizując ogólny przypadek pracy napędu dwubębnowego, w którym każdy z czterech silników może mieć inną charakterystykę mechaniczną ($k_{11} \neq k_{12} \neq k_{21} \neq k_{22}$), otrzymuje się wyjściowe równanie kwadratowe

$$\begin{aligned} \frac{P_{01}^2}{E_{db} \cdot B} - \left[1 + \frac{k_{21} + k_{22}}{k_{11} + k_{12}} - \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m \cdot (k_{21} + k_{22})}{r_2 \cdot E_d \cdot B} + \frac{W}{E_{db} \cdot B} \right] \cdot P_{01} \\ + \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \cdot A \cdot i_p \cdot \eta_m \cdot (k_{21} + k_{22}) + W = 0. \end{aligned} \quad (6.20)$$

Po rozwiązaniu tego równania względem niewiadomej P_{01} można w dalszej kolejności określić względne obciążenie każdego silnika.

W napędzie dwubębnowym z trzema jednostkami napędowymi na drugim bębnie zawsze instaluje się jeden silnik i wówczas $k_{22} = 0$. Przy założeniu braku korekcji charakterystyk wszystkich trzech silników ($k_{11} = k_{12} = k_{21} = 1$) równanie (6.18) uprości się do postaci

$$1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{1}{2} \cdot P_{01} \cdot r_1}{A \cdot i_p \cdot \eta_m - P_{02} \cdot r_2}. \quad (6.21)$$

Przyjmując $P_{02} = W - P_{01}$, po przekształceniach otrzymuje się równanie kwadratowe

$$\frac{P_{01}^2}{E_{db} \cdot B} - \left(\frac{3}{2} \cdot \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m}{r_2 \cdot E_{db} \cdot B} + \frac{W}{E_{db} \cdot B} \right) \cdot P_{01} + \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \cdot A \cdot i_p \cdot \eta_m + W = 0, \quad (6.22)$$

z którego można obliczyć siłę obwodową P_{01} . Jeżeli poszczególne jednostki napędowe są obciążane bardzo nierównomiernie, to należy poczynić odpowiednie kroki w celu wyrównania obciążeń, na przykład przez zastosowanie sprzęgieł hydrokinetycznych, przemienników częstotliwości w układzie zasilania napędu, w drodze korekcji charakterystyk silników albo przez dobór różnych grubości okładzin gumowych bębnow lub zmianę kątów opasania bębnow napędowych. Jedną z możliwości regulowania takiego układu jest zastosowanie silnika na drugim bębnie z usztywnioną charakterystyką mechaniczną. Przyjmując $k_{21} > 1$ (prostoliniowa charakterystyka silnika w pobliżu momentu znamionowego ma wtedy bardziej stromy przebieg), można równanie (6.18) sprowadzić do postaci

$$1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{1}{2} \cdot P_{01} \cdot r_1}{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{02} \cdot r_2}{k_{21}}}. \quad (6.23)$$

Po uwzględnieniu bilansu sił obwodowych (6.19) otrzymuje się równanie kwadratowe względem niewiadomej P_{01} :

$$\frac{P_{01}^2}{E_{db} \cdot B} - \left(1 + \frac{k_{21}}{2} - \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m \cdot k_{21}}{r_2 \cdot E_{db} \cdot B} + \frac{W}{E_{db} \cdot B} \right) \cdot P_{01} + \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \cdot A \cdot i_p \cdot \eta_m \cdot k_{21} + W = 0. \quad (6.24)$$

Promień bębna napędowego należy rozumieć jako odległość osi symetrii rdzenia taśmy od osi obrotu bębna w miejscu nabiegania taśmy na bęben. Podczas wyznaczania promieni r_1 i r_2 należy uwzględnić grubość okładziny bębna, grubość okładki taśmy oraz grubość rdzenia taśmy, odpowiednio do stanu obciążenia (nacisków na bębnie napędowym). Pierwszy bęben napędowy ma przeważnie kontakt z okładką bieżną taśmy, bęben drugi natomiast – w zależności od układu bębnow na stacji czołowej – może mieć kontakt z okładką nośną taśmy i wówczas należy uwzględnić różne grubości okładki bieżnej i nośnej. Przeważnie stosuje się układy napędowe, gdzie taśma styka się z bębnami tylko

od strony okładki bieżnej. Uwzględniając ugięcia sprężyste okładziny bębna i okładki taśmy, promienie bębnow napędowych można określić zależnościami

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} + h_1 + \frac{1}{2} \cdot h_r - \Delta h_1, \\ r_2 &= \frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} + h_1 + \frac{1}{2} \cdot h_r - \Delta h_2, \end{aligned} \quad (6.25)$$

w których:

D_{bn} – znormalizowana średnica płaszcza bębna napędowego, m;

h_{bn} – grubość okładziny gumowej bębna napędowego, m;

h_1 – grubość okładki bieżnej taśmy (lub okładki nośnej jeżeli to wynika z układu przewijania na stacji napędowej), m;

h_r – grubość rdzenia taśmy, m.

Ugięcia sprężyste dwóch różnych warstw gumy ściskanych w pakiecie szeregowym wynoszą:

➤ dla pierwszego bębna

$$\Delta h_1 = \frac{S_1}{B \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} \right)} \cdot \left(\frac{h_{bn}}{E_n} + \frac{1}{c_e} \right), \quad (6.26)$$

➤ dla drugiego bębna

$$\Delta h_2 = \frac{S_1 - P_{01}}{B \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} \right)} \cdot \left(\frac{h_{bn}}{E_n} + \frac{1}{c_e} \right), \quad (6.27)$$

gdzie:

S_1 – siła w taśmie w miejscu nabiegania na pierwszy bęben napędowy, N;

P_{01} – siła obwodowa przekazana na pierwszym bębnie napędowym, N;

E_n – moduł sprężystości przy ściskaniu gumy, z której wykonana jest okładzina bębna napędowego, N/m²;

c_e – wyznaczana w obliczeniach oporu toczenia zastępcza jednostkowa sztywność poprzeczna taśmy uwzględniająca ugięcie okładki bieżnej i rdzenia taśmy według zależności (4.32) dla taśm tkaninowych lub z zależności (4.33) dla taśm z linkami stalowymi, N/m³.

Do wyznaczenia promienia drugiego bębna napędowego według zależności (6.27) potrzebna jest znajomość siły obwodowej przekazanej na pierwszym bębnie napędowym. Ponieważ ugięcia te są niewielkie, z zadowalającą dokładnością można więc przyjąć, że siła obwodowa jest częścią sumarycznych oporów ruchu przenośnika, proporcjonalną do mocy zainstalowanej na drugim bębnie napędowym. Przy czterech jednostkach napędowych siła obwodowa na pierwszym bębnie jest w przybliżeniu równa połowie oporów ruchu ($P_{01} \approx 1/2 \cdot W$), a przy trzech jednostkach napędowych wynosi około dwóch trzecich oporów ruchu ($P_{01} \approx 2/3 \cdot W$). Dokładne obliczenia wy-

magają zastosowania algorytmów iteracyjnych. W pierwszym kroku obliczeniowym w celu wyznaczenia ugięć promieniowych okładki bieżnej i okładziny bębna przyjmuje się przybliżony rozkład sił obwodowych. Następnie wyznacza się siły obwodowe, według podanych zależności koryguje obliczenia sił w taśmie i ponawia się obliczenia, aż do uzyskania założonej dokładności obliczeń.

Przykłady obliczeń obciążeń silników w czołowym napędzie dwubębnowym

Przykład 1

Wyznaczyć rozkład obciążeń na dwóch bębnach napędowych stacji czołowej przenośnika o długości trasy $L = 950$ m, wysokości podnoszenia $H = 3,5$ m, dla którego w obliczeniach wstępnych wyznaczono sumaryczne opory ruchu $W = 170\ 000$ N. Podstawowe parametry przenośnika wynoszą:

- szerokość taśmy $B = 1,6$ m, taśma tekstylna pięcioprzekładowa EP1250/5, grubość okładki bieżnej taśmy $h_1 = 5$ mm, moduł sprężystości gumy okładkowej przy ściskaniu $E_1 = 42,0 \cdot 10^6$ N/m² (twardość gumy 70 °Sh), grubość rdzenia taśmy $h_r = 10$ mm, moduł sprężystości gumy rdzeniowej przy ściskaniu $E_r = 30,0 \cdot 10^6$ N/m², moduł sprężystości podłużnej taśmy przy opisie trójparametrowym modelem reologicznym $E = 9,2 \cdot 10^6$ N/m, stała czasowa modelu reologicznego taśmy $\tau_0 = 1$ s;
- grubość okładziny bębna napędowego $h_{bn} = 16$ mm, moduł sprężystości gumy okładziny bębna $E_n = 32,0 \cdot 10^6$ N/m² (twardość gumy 65 °Sh), średnica nominalna bębna napędowego $D_{bn} = 1,25$ m;
- przełożenie przekładni napędu głównego $i_p = 12,5$, prędkość taśmy $v_t = 5,24$ m/s, sprawność mechaniczna układu napędowego (silnik–sprzęgło–przekładnia–bęben napędowy) $\eta_m = 0,98$, współczynnik tarcia taśmy na bębnie napędowym $\mu = 0,35$;
- w obliczeniach wstępnych dobrano trzy silniki napędu głównego o mocy 320 kW, obrotach znamionowych $n_{zn} = 990$ obr/min, obrotach synchronicznych $n_{synchr} = 1000$ obr/min i momencie znamionowym $M_{zn} = 3080$ N·m;
- wstępnie wyznaczono też siłę w taśmie w ruchu ustalonym, w miejscu nabiegania na pierwszy bęben napędowy na poziomie $S_1 = 260\ 000$ N.

Na początku założono, że wszystkie silniki mają taką samą charakterystykę mechaniczną zgodną z parametrami nominalnymi, a zatem $k_{11} = k_{12} = k_{21} = 1$ oraz $k_{22} = 0$.

Nominalna prędkość kątowa bębna napędowego

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{zn}}{30 \cdot i_p} = \frac{3,14 \cdot 990}{30 \cdot 12,5} = 8,29 \text{ s}^{-1}.$$

Zastępczy moduł dynamiczny taśmy dla warunków zmian obciążeń na bębnie napędowym wg (1.167)

$$E_{db} = E \cdot (\tau_0 \cdot \mu \cdot \omega - 1) = 9,2 \cdot 10^6 \cdot (1 \cdot 0,35 \cdot 8,29 - 1) = 17,49 \cdot 10^6 \text{ N/m}.$$

Zastępcza jednostkowa sztywność taśmy z rdzeniem tkaninowym pięcioprzekładowym według wzoru (4.32) (dla $z = 5$ $\chi = 0,3$)

$$c_e = \frac{E_1 \cdot E_r}{h_1 \cdot E_r + \chi \cdot h_r \cdot E_1}$$

$$= \frac{42 \cdot 10^6 \cdot 30 \cdot 10^6}{0,005 \cdot 30 \cdot 10^6 + 0,3 \cdot 0,01 \cdot 42 \cdot 10^6} = 45,652 \cdot 10^8 \text{ N/m}^3.$$

Ugięcie okładki bieżnej taśmy i okładziny na pierwszym bębnie napędowym

$$\Delta h_1 = \frac{S_1}{B \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} \right)} \cdot \left(\frac{h_{bn}}{E_n} + \frac{1}{c_e} \right)$$

$$= \frac{260000}{1,6 \cdot \left(\frac{1,25}{2} + 0,016 \right)} \cdot \left(\frac{0,016}{32 \cdot 10^6} + \frac{1}{45,652 \cdot 10^8} \right) = 0,000182 \text{ m}.$$

Ugięcie okładki bieżnej taśmy i okładziny na drugim bębnie napędowym

$$\Delta h_2 = \frac{S_1 - \frac{2}{3}W}{B \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} \right)} \cdot \left(\frac{h_{bn}}{E_n} + \frac{1}{c_e} \right)$$

$$= \frac{260000 - 2/3 \cdot 170000}{1,6 \cdot \left(\frac{1,25}{2} + 0,016 \right)} \cdot \left(\frac{0,016}{32 \cdot 10^6} + \frac{1}{45,652 \cdot 10^8} \right) = 0,000103 \text{ m}.$$

Promień pierwszego bębna napędowego

$$r_1 = \frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} + h_1 + \frac{1}{2} \cdot h_r - \Delta h_1$$

$$= \frac{1,25}{2} + 0,016 + 0,005 + \frac{0,01}{2} - 0,000182 = 0,650818 \text{ m}.$$

Promień drugiego bębna napędowego

$$r_2 = \frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} + h_1 + \frac{1}{2} \cdot h_r - \Delta h_2$$

$$= \frac{1,25}{2} + 0,016 + 0,005 + \frac{0,01}{2} - 0,000103 = 0,650897 \text{ m}.$$

Znamionowa sztywność charakterystyki silnika według zależności (6.3)

$$A = \frac{M_{zn}}{1 - \frac{n_{zn}}{n_{synchron}}} = \frac{3080}{1 - \frac{990}{1000}} = 308000 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Wyjściowe równanie kwadratowe (6.22) dla przyjętych parametrów będzie miało postać

$$3,5 \cdot 10^{-8} \cdot P_{01}^2 - 1,303068438 \cdot P_{01} + 170703,6263 = 0.$$

Tylko jeden pierwiastek tego równania $P_{01}=131\,465\text{ N}$ jest dodatni, a zatem ma sens fizyczny i jest uwzględniany w dalszych obliczeniach. Oznacza to, że siła obwodowa na drugim bębnie

$$P_{02} = W - P_{01} = 170000 - 131465 = 38535\text{ N}.$$

Sumaryczny moment rozwijany przez oba silniki pierwszego bębna napędowego wyznacza się następująco

$$M_1 = M_{11} + M_{12} = \frac{P_{01} \cdot r_1}{i_p \cdot \eta_m} = \frac{131465 \cdot 0,650818}{12,5 \cdot 0,98} = 6984,47\text{ N} \cdot \text{m}.$$

Ponieważ oba silniki pierwszego bębna mają dokładnie takie same charakterystyki ($k_{11} = k_{12} = 1$), są one zatem obciążone w takim samym stopniu, a względne obciążenie każdego silnika

$$\frac{M_{11}}{M_{zn}} = \frac{M_{12}}{M_{zn}} = \frac{6984,47}{2 \cdot 3080} = 1,134.$$

Względne obciążenie silnika na drugim bębnie napędowym będzie niższe

$$\frac{M_{21}}{M_{zn}} = \frac{P_{02} \cdot r_2}{i_p \cdot \eta_m \cdot M_{zn}} = \frac{38535 \cdot 0,650897}{12,5 \cdot 0,98 \cdot 3080} = 0,665.$$

Wyniki obliczeń wskazują, że przy takich samych charakterystykach w napędzie dwubębnowym silniki pierwszego bębna są przeciążone o około 13% kosztem niepełnego wykorzystania silnika na drugim bębnie napędowym, który rozwija tylko około 66% momentu znamionowego.

Obciążenia silników w tym napędzie można wyrównać, stosując usztywnioną charakterystykę silnika na drugim bębnie napędowym. Przyjmując $k_{21} = 1,1$ (zwiększona o 10% sztywność w stosunku do charakterystyki znamionowej) można w wyniku przekształceń zależności (6.24) przejść do równania kwadratowego względem niewiadomej P_{01} o następującej postaci

$$3,5 \cdot 10^{-8} \cdot P_{01}^2 - 1,332780282 \cdot P_{01} + 170773,9889 = 0.$$

W wyniku rozwiązań otrzymuje się siły obwodowe: $P_{01} = 128568\text{ N}$ oraz $P_{02} = 41432\text{ N}$. Oznacza to, że po przeprowadzonej korekcji charakterystyki mechanicznej silnika na drugim bębnie o 10% obciążenia silników pierwszego bębna zmalały i wynoszą 110,9% obciążenia znamionowego, a silnik na drugim bębnie pracuje z momentem równym 71,5% momentu znamionowego. Nie jest to jeszcze pełne wyrównanie obciążeń silników napędu głównego, ale widać wyraźną poprawę w stosunku do stanu poprzedniego. Przykład ten pokazuje jedną z możliwości wyrównania obciążeń jednostek napędowych w ruchu ustalonym.

Przykład 2

Wyznaczyć obciążenia silników napędu czołowego $4 \times 1000\text{ kW}$ przonośnika o następujących danych:

- całkowite opory ruchu przonośnika $W = 636\,700\text{ N}$,

- siła w miejscu nabiegania na pierwszy bęben napędowy na stacji czołowej $S_1 = 793500 \text{ N}$,
- bębny napędowe o średnicy nominalnej $D_{bn} = 1,6 \text{ m}$ z wykładziną gumową o grubości $h_{bn} = 20 \text{ mm}$, wykładzina gumowa bębnow napędowych charakteryzuje się modułem sprężystości przy ściskaniu $E_n = 35 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ (twardość gumy około 65 °Sh);
- taśma z linkami stalowymi St 3150 o szerokości $B = 2,25 \text{ m}$, grubość okładki bieżnej $h_1 = 7 \text{ mm}$, moduł sprężystości gumy okładkowej $E_1 = 42 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ (twardość gumy okładkowej około 72 °Sh), grubość rdzenia taśmy $h_r = 9 \text{ mm}$, moduł sprężystości gumy rdzeniowej $E_r = 26 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$, średnica linek rdzenia taśmy $d_l = 8,5 \text{ mm}$, moduł udarowy taśmy $E_U = 230 \cdot 10^6 \text{ N/m}$;
- w napędzie głównym przenośnika zastosowano przekładnię o przełożeniu $i_p = 16$, co przy obrotach synchronicznych silników $n_{\text{synchron}} = 1000 \text{ obr/min}$ daje prędkość taśmy $v_t = 5,24 \text{ m/s}$;
- moment znamionowy silnika $M_{zn} = 9050 \text{ N}\cdot\text{m}$ przy obrotach znamionowych $n_{zn} = 986 \text{ obr/min}$.
- przyjęto, że dwa silniki na pierwszym bębnie mają lekko zmiękczoną charakterystykę mechaniczną z dopuszczalną odchyłką $\pm 3\%$, do obliczeń przyjęto zatem $k_{11} = 0,95$ oraz $k_{12} = 0,92$. Silniki na drugim bębnie napędowym mają charakterystykę nominalną z dopuszczalną odchyłką $\pm 3\%$ w związku z czym przyjęto do obliczeń $k_{21} = 1,01$ oraz $k_{22} = 0,99$,
- sprawność układu napędowego $\eta_m = 0,96$.

Zgodnie z wynikami analiz teoretycznych podanych w p.1.1.1 moduł dynamiczny taśmy dla warunków obciążeń panujących na bębnie napędowym (dla szybkości zmian naprężeń rozciągających taśmę) jest równy modułowi udarowemu taśmy (dla modelu trójparametrowego), czyli $E_{d1} = E_U = 230 \cdot 10^6 \text{ N/m}$.

Zastępcza jednostkowa sztywność taśmy z rdzeniem z linek stalowych według wzoru (4.33) (przy ściskaniu)

$$c_e = \frac{E_1 \cdot E_r}{h_1 \cdot E_r + (0,5 \cdot h_r - 0,3 \cdot d_l) \cdot E_1}$$

$$= \frac{42 \cdot 10^6 \cdot 26 \cdot 10^6}{0,007 \cdot 26 \cdot 10^6 + (0,5 \cdot 0,009 - 0,3 \cdot 0,0085) \cdot 42 \cdot 10^6} = 41,379 \cdot 10^8 \text{ N/m}^3.$$

Ugięcie okładki bieżnej taśmy i okładziny na pierwszym bębnie napędowym

$$\Delta h_1 = \frac{S_1}{B \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} \right)} \cdot \left(\frac{h_{bn}}{E_n} + \frac{1}{c_e} \right)$$

$$= \frac{793500}{2,25 \cdot \left(\frac{1,6}{2} + 0,02 \right)} \cdot \left(\frac{0,02}{35 \cdot 10^6} + \frac{1}{41,379 \cdot 10^8} \right) = 0,000350 \text{ m}.$$

Ugięcie okładki bieżnej taśmy i okładziny na drugim bębnie napędowym (przy wstępnym założeniu $P_{01} \approx P_{02} \approx 0,5 \cdot W$)

$$\begin{aligned} \Delta h_2 &= \frac{S_1 - \frac{1}{2}W}{B \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} \right)} \cdot \left(\frac{h_{bn}}{E_n} + \frac{1}{c_e} \right) \\ &= \frac{793500 - 1/2 \cdot 636700}{2,25 \cdot \left(\frac{1,6}{2} + 0,02 \right)} \cdot \left(\frac{0,02}{35 \cdot 10^6} + \frac{1}{41,379 \cdot 10^8} \right) = 0,000209 \text{ m.} \end{aligned}$$

Promień pierwszego bębna napędowego

$$\begin{aligned} r_1 &= \frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} + h_1 + \frac{1}{2} \cdot h_r - \Delta h_1 \\ &= \frac{1,6}{2} + 0,02 + 0,007 + \frac{0,009}{2} - 0,000350 = 0,831150 \text{ m.} \end{aligned}$$

Promień drugiego bębna napędowego

$$\begin{aligned} r_2 &= \frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} + h_1 + \frac{1}{2} \cdot h_r - \Delta h_2 \\ &= \frac{1,6}{2} + 0,02 + 0,007 + \frac{0,009}{2} - 0,000209 = 0,831291 \text{ m.} \end{aligned}$$

Znamionowa sztywność charakterystyki silnika wg (6.3)

$$A = \frac{M_{zn}}{1 - \frac{n_{zn}}{n_{synchr}}} = \frac{9050}{1 - \frac{986}{1000}} = 646428,5714 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

Po podstawieniu obliczonych parametrów do wzoru (6.20) otrzymuje się równanie kwadratowe

$$1,9324 \cdot 10^{-9} \cdot P_{01}^2 - 2,0245869 \cdot P_{01} + 640723,8133 = 0,$$

którego rozwiązaniem jest siła obwodowa na pierwszym bębnie $P_{01} = 316\,567 \text{ N}$. Siła obwodowa na drugim bębnie napędowym

$$P_{02} = W - P_{01} = 636700 - 316567 = 322133 \text{ N.}$$

Po przeliczeniu sił obwodowych na momenty rozwijane przez silniki na obu bębnach otrzymuje się

$$M_{11} + M_{12} = \frac{P_{01} \cdot r_1}{i_p \cdot \eta_m} = \frac{316567 \cdot 0,83115}{16 \cdot 0,96} = 17130 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

$$M_{21} + M_{22} = \frac{P_{02} \cdot r_2}{i_p \cdot \eta_m} = \frac{322133 \cdot 0,83129}{16 \cdot 0,96} = 17434 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

Ponieważ

$$M_{11}/M_{12} = k_{11}/k_{12} = 1,0326 \quad \text{oraz} \quad M_{21}/M_{22} = k_{21}/k_{22} = 1,02,$$

po przeliczeniu zatem poszczególne momenty wyniosą: $M_{11} = 8665 \text{ N}\cdot\text{m} = 0,957 \cdot M_{zn}$; $M_{12} = 8465 \text{ N}\cdot\text{m} = 0,935 \cdot M_{zn}$; $M_{21} = 8803 \text{ N}\cdot\text{m} = 0,973 \cdot M_{zn}$; $M_{22} = 8631 \text{ N}\cdot\text{m} = 0,954 \cdot M_{zn}$.

Obliczenia te wykazały, że dzięki zainstalowaniu na pierwszym bębnie napędowym silników o zmiękczonej charakterystyce obciążenia wszystkich czterech jednostek napędowych w ruchu ustalonym przenośnika różnią się maksymalnie o 4%.

6.1.2. Napęd dwubębnowy rozdzielony

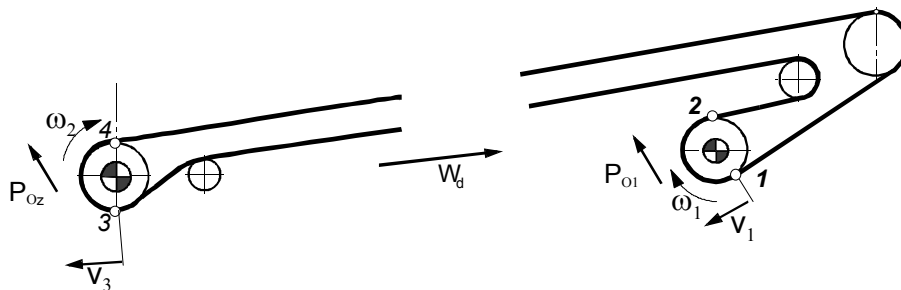
W przypadku rozdzielenia bębnow napędowych na stacji czołowej i zwrotnej o współpracy napędów decydować będą prędkości taśmy w punktach nabiegania na te bębny, czyli w punktach 2 i 3 zaznaczonych na rysunku 6.3. Prędkość taśmy w punkcie nabiegania na napędowy bęben zwrotny po uwzględnieniu poślizgu sprężystego

$$v_3 = v_1 \cdot \left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 - \frac{W_d}{E_d \cdot B}\right), \quad (6.28)$$

gdzie:

E_{db}, E_d – moduł dynamiczny taśmy na bębnie napędowym i na trasie przenośnika (patrz rozdz. 1.), N/m;

W_d – opory ruchu ciężna dolnego, N.



Rys. 6.3. Schemat przenośnika z dwubębnowym napędem rozdzielonym

Stosunek prędkości kątowych obu bębnow napędowych będzie się różnił w porównaniu do zależności (6.17) o człon uwzględniający odkształcenia sprężyste taśmy w ciężnie dolnym, czyli

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{v_3}{v_1} \cdot \frac{r_1}{r_z} = \frac{r_1}{r_z} \cdot \left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 - \frac{W_d}{E_d \cdot B}\right), \quad (6.29)$$

gdzie:

ω_1 i ω_2 – prędkość kątowa bębna czołowego i zwrotnego, s^{-1} ;

r_z – promień napędowego bębna zwrotnego, m.

W porównaniu do obliczeń napędu dwubębnowego skupionego na stacji czołowej założenia modelowe opisujące siły obwodowe P_{01} (stacja czołowa) i P_{0z} (stacja zwrotna) są takie same, a zatem i w tym przypadku obowiązuje zależność (6.15). Z porównania ilorazu prędkości kątowych otrzymuje się równanie

$$\left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 - \frac{W_d}{E_d \cdot B}\right) = \frac{r_z}{r_1} \cdot \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{01} \cdot r_1}{k_{11} + k_{12}}}{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{0z} \cdot r_z}{k_{21} + k_{22}}}, \quad (6.30)$$

które, wraz z warunkiem

$$P_{01} + P_{0z} = W, \quad (6.31)$$

tworzą układ dwóch równań umożliwiających wyznaczenie sił obwodowych. Jeżeli analizowany jest napęd z trzema jednostkami napędowymi, to dwa silniki instaluje się na stacji czołowej, a jeden na stacji zwrotnej. Przy założeniu braku korekcji charakterystyk wszystkich trzech silników ($k_{11} = k_{12} = k_{z1} = 1$ oraz $k_{z2} = 0$) równanie (6.30) uprości się do postaci

$$\left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 - \frac{W_d}{E_d \cdot B}\right) = \frac{r_z}{r_1} \cdot \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{1}{2} \cdot P_{01} \cdot r_1}{A \cdot i_p \cdot \eta_m - P_{0z} \cdot r_z}. \quad (6.32)$$

Po uwzględnieniu wzoru (6.31) można przejść do równania kwadratowego

$$\begin{aligned} \frac{P_{01}^2}{E_{db} \cdot B} - \left(\frac{\frac{3}{2} \cdot E_d \cdot B - W_d}{E_d \cdot B - W_d} - \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m}{r_z \cdot E_{db} \cdot B} + \frac{W}{E_{db} \cdot B} \right) \cdot P_{01} \\ + \left(\frac{1}{r_1} \cdot \frac{E_d \cdot B}{E_d \cdot B - W_d} - \frac{1}{r_z} \right) \cdot A \cdot i_p \cdot \eta_m + W = 0. \end{aligned} \quad (6.33)$$

Równania opisujące promienie są takie same jak w przypadku dwubębnowego napędu czołowego, czyli dla bębna zwrotnego

$$r_z = \frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} + h_1 + \frac{1}{2} \cdot h_r - \Delta h_z, \quad (6.34)$$

$$\Delta h_z = \frac{S_1 - P_{01} + W_d}{B \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} \right)} \cdot \left(\frac{h_{bn}}{E_n} + \frac{1}{c_e} \right). \quad (6.35)$$

Przykład obliczeń przenośnika z dodatkowym napędem zwrotnym

Wyznaczyć rozkład sił obwodowych na bębnie czołowym i zwrotnym przenośnika o takich samych danych jak w poprzednim przykładzie obliczeń. Różnica polega tylko na tym, że zamiast jednostronnie napędzanego drugiego bębna na stacji czołowej zastosowano taki sam układ na stacji zwrotnej. Opory ruchu ciężna dolnego wynoszą $W_d = 15\,000\text{ N}$.

Zastępczy moduł dynamiczny taśmy na trasie przenośnika dla modelu dwuparametrowego zgodnie z zależnością (1.44)

$$E_d = \frac{E}{1 + \frac{\tau_0}{\Delta t}} = \frac{E}{1 + \frac{\tau_0 \cdot v_t}{L}} = \frac{9,2 \cdot 10^6}{1 + \frac{1,0 \cdot 5,24}{950}} = 9,15 \cdot 10^6 \text{ N/m.}$$

Ugięcie promieniowe okładki bieżnej taśmy i okładziny bębna napędowego na stacji zwrotnej oblicza się wstępnie przy założeniu, że siła w miejscu nabiegania (punkt 3 na rys. 6.6) ma wartość $S_3 = S_1 - 2/3 \cdot W + W_d$, a zatem

$$\begin{aligned} \Delta h_z &= \frac{S_1 - \frac{2}{3}W + W_d}{B \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} \right)} \cdot \left(\frac{h_{bn}}{E_n} + \frac{1}{c_e} \right) \\ &= \frac{260000 - 2/3 \cdot 170000 + 15000}{1,6 \cdot \left(\frac{1,25}{2} + 0,016 \right)} \cdot \left(\frac{0,016}{32 \cdot 10^6} + \frac{1}{45,652 \cdot 10^8} \right) = 0,000113 \text{ m} \end{aligned}$$

oraz

$$\begin{aligned} r_z &= \frac{D_{bn}}{2} + h_{bn} + h_1 + \frac{1}{2} \cdot h_r - \Delta h_z \\ &= \frac{1,25}{2} + 0,016 + 0,005 + \frac{0,01}{2} - 0,000113 = 0,650907 \text{ m.} \end{aligned}$$

Przy założeniu braku korekcji charakterystyk wszystkich trzech silników ($k_{11} = k_{12} = k_{z1} = 1$ oraz $k_{z2} = 0$) równanie (6.33) będzie miało postać

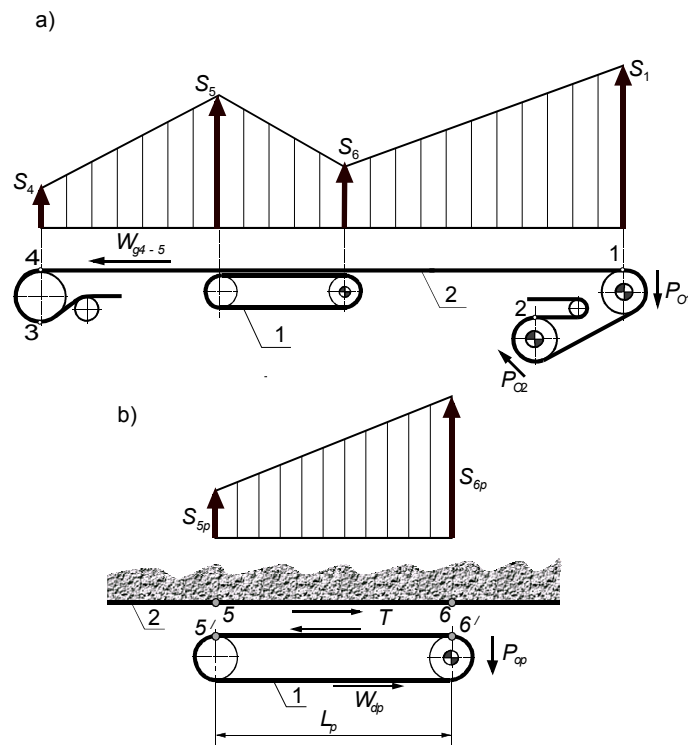
$$3,573 \cdot 10^{-8} \cdot P_{01}^2 - 1,299450535 \cdot P_{01} + 176738,6496 = 0.$$

Jako rozwiązanie równania kwadratowego przyjmuje się dodatnią wartość $P_{01} = 136\,446\text{ N}$. Oznacza to, że siła obwodowa przekazywana na bębnie zwrotnym w ruchu ustalonym wyniesie $P_{0z} = 33\,554\text{ N}$. Po przeliczeniu sił obwodowych na momenty rozwijane przez poszczególne silniki okaże się, że silniki napędzające bęben na stacji czołowej będą pracowały z momentem równym 117,7% momentu znamionowego, a silnik napędzający bęben zwrotny z momentem równym tylko 57,9% momentu znamionowego. Przedstawiony przykład ilustruje wyraźnie, jak bardzo niekorzystne jest stosowanie napędu na bębnie zwrotnym. W długich przenośnikach z taśmą bardzo elastyczną może dochodzić nawet do generatorowej pracy silników

napędu zwrotnego (silniki po przejściu na obroty nadsynchroniczne zamiast napędzać hamują wtedy przenośnik). Stosowanie napędu zwrotnego musi być poprzedzone szczegółową analizą obciążeń silników. W celu wyeliminowania rażących różnic obciążeń pomiędzy silnikami konieczne jest korygowanie ich charakterystyk. W modelu obliczeniowym uwzględnia się to przez przypisanie w równaniu (6.30) każdemu silnikowi odpowiedniej wartości współczynnika korygującego k_{ji} .

6.2. Napęd pośredni taśmowy

Koncentracja napędów na stacji czołowej powoduje, że przy nabieganiu taśmy na pierwszy bęben napędowy występują największe siły w taśmie, a wytrzymałość taśmy wykorzystywana jest w pełni tylko w tym jednym miejscu. Ze względu na obciążenia taśmy korzystny jest napęd rozproszony lub zastosowania ciągów pędnych [29]. Jednym z możliwych rozwiązań jest zastosowanie taśmowych napędów pośrednich na trasie przenośnika [9]. Schemat przenośnika z jednym napędem pośrednim przedstawiono na rysunku 6.4.



Rys. 6.4. Przenośnik z taśmowym napędem pośrednim:

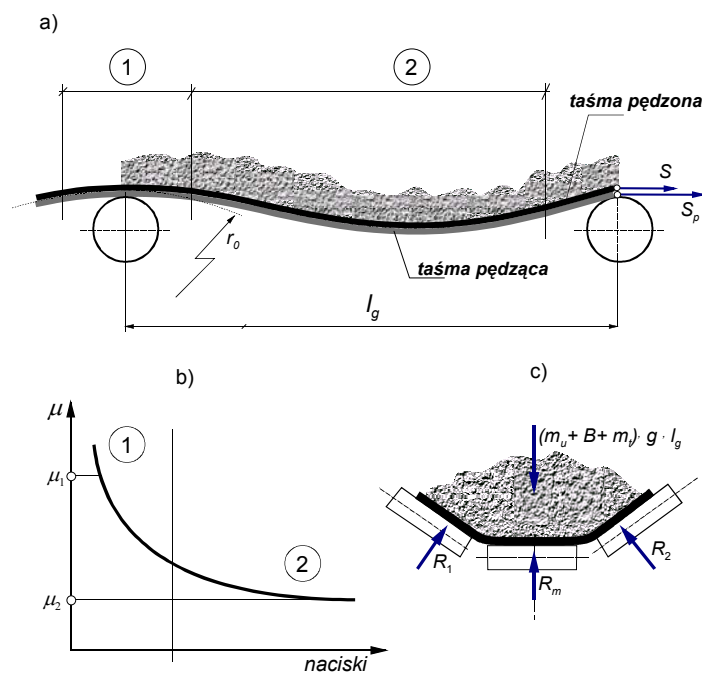
- a) schemat rozmieszczenia napędów i rozkład sił w ciągu pędzonym górnym;
- b) rozkład sił w ciągu pędzącym na odcinku sprzężenia ciernego

W taśmowym napędzie pośrednim wykorzystuje się sprzężenie cierne pomiędzy taśmą pędzącą (pomocniczą) 1 i taśmą pędzoną (taśmą górną przenośnika głównego) 2. Niezbędny do powstania sił tarcia docisk współpracujących cięgien zapewniają siły grawitacji taśmy pędzonej i urobku. Do zapewnienia bezpiecznego poziomu sił tarcia między współpracującymi cięgami (gwarantującego pracę napędu bez poślizgu rozwinętego) wymagana jest odpowiednia długość napędu pośredniego L_p . W analizie oddziaływań dwóch cięgien rozróżnia się strefy podparcia w rejonie zestawów krążnikowych, gdzie naciski między taśmami są większe, oraz strefy kontaktu pomiędzy podporami krążnikowymi (rys. 6.5) charakteryzujące się mniejszymi naciskami. W obliczeniach przyjmuje się stały parametr λ_p [9], który uwzględnia wpływ nacisków powierzchniowych na wielkość współczynnika tarcia między cięgami (rys. 6.5b)

$$\lambda_p = \frac{\mu_1}{\mu_2} = \text{const}, \quad \text{stad} \quad \mu_1 = \lambda_p \cdot \mu_2. \quad (6.36)$$

Wartość tego parametru mieści się w przedziale $\lambda_p = 0,2 \div 0,9$.

Pod wpływem sił ciężkości urobku oraz taśmy pędzonej oraz w wyniku działania taśmy powstają reakcje normalne R_1 , R_2 i R_m , wyznaczone według algorytmu podanego w rozdziale 3.



Rys. 6.5. Warunki współpracy ciernej cięgna pędzonego i pędzącego w taśmowym napędzie pośrednim:

- wycinek podłużny z zaznaczoną strefą podparcia zestawem krążnikowym 1 oraz strefą ugięcia między zestawami 2 (r_0 – promień zgięcia taśm na podporze krążnikowej),
- orientacyjna zależność współczynnika tarcia μ od nacisków pomiędzy współpracującymi cięgami, układ sił do wyznaczenia zastępczego współczynnika tarcia

Obciążenie liniowe cięgna pędzonego wywołane masą własną i transportowanego urobku

$$q = g \cdot (m_u + B \cdot m_t) \quad (6.37)$$

Posługując się zastępczym współczynnikiem tarcia

$$\mu_z = \mu_2 \cdot \frac{R_1 + R_2 + R_m}{q \cdot l_g} \quad (6.38)$$

oraz współczynnikiem mas

$$K_m = \frac{m_u + B \cdot (m_t + m_{tp})}{m_u + B \cdot m_t} \quad (6.39)$$

maksymalną możliwą do przekazania siłę tarcia T_{\max} na odcinki L_P można zapisać następującym równaniem [9]

$$T_{\max} = q \cdot \mu_z \cdot L_P \cdot \left[1 + \frac{q \cdot \left(\frac{l_g}{2 \cdot \mu_z} + \lambda_P \cdot r_0 \right) - S_6 \cdot (1 - \lambda_z) \cdot K_m}{S_6 + S_{6P}} - \frac{q \cdot \mu_z \cdot K_m \cdot (1 - \lambda_z)}{2 \cdot (S_6 + S_{6P})} \cdot L_P \right], \quad (6.40)$$

w którym:

q – liniowe obciążenie cięgna pędzonego, N/m;

m_u – liniowa masa urobku, kg/m;

m_t – masa własna taśmy pędzonej, kg/m²;

m_{tp} – masa własna taśmy pędzącej, kg/m²;

B – szerokość taśmy, m;

l_g – odległość zestawów krażnikowych w ciągnie górnym, m;

S_6 – siła w ciągnie pędzonym na początku napędu pośredniego (w punkcie 6 wg rys. 6.4), N;

S_{6P} – siła w ciągnie pędzącym na początku napędu pośredniego, N;

r_0 – promień zgięcia obu taśm na podporze krażnikowej według wzoru (1.90), m;

L_P – długość odcinka sprzężenia ciernego w taśmowym napędzie pośrednim, m.

Do zapewnienia przyczepności cięgien we wszystkich możliwych stanach pracy napędu musi być spełniony warunek

$$T_{\max} \geq P_{0P} - W_P, \quad (6.41)$$

gdzie:

P_{0P} – siła obwodowa na bębnie napędowym stacji pośredniej, N;

W_P – część oporów ruchu napędu pośredniego obejmująca opory cięgna dolnego i opory skupione na bębnach (bez oporów ruchu cięgna górnego, które są wyznaczane wspólnie z oporami cięgna pędzonego), N.

W początkowej fazie obliczeń, gdy nie znana jest jeszcze siła obwodowa P_{0P} , długość napędu pośredniego można dobrać wstępnie z warunku mocy

$$T_{\max} \geq 1000 \cdot N_P \cdot \eta_m \cdot \eta_P \cdot v_t - W_P, \quad (6.42)$$

gdzie:

N_P – zainstalowana moc napędu pośredniego, kW;

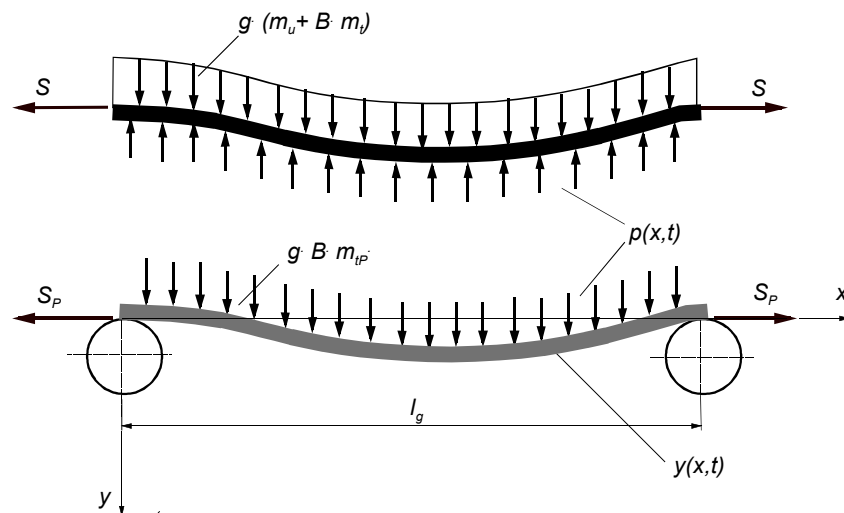
v_t – prędkość taśmy, m/s;

η_m – sprawność układu napędowego (silnik – sprzęgło – przekładnia);

η_P – sprawność sprzężenia ciernego w taśmowym napędzie pośrednim.

W taśmowych napędach pośrednich istotne, ze względu na cierny charakter przekazywania energii napędowej z cięgna pędzącego do cięgna pędzonego, jest zapewnienie odpowiedniego poziomu nacisków powierzchniowych pomiędzy tymi cięgna. Wpływ na zmiany tych nacisków mogą mieć drgania poprzeczne cięgien wymuszone mimośrodowością krążników. Ze względu na silne tłumienie taśm drgania własne mogą być w tych rozważaniach pominięte. Drgania wymuszone w pewnych przypadkach mogą natomiast spowodować chwilowe lub całkowite zanikanie nacisków, co jest równoznaczne z utratą przyczepności taśm (występuje wtedy poślizg rozwinięty).

Rozpatrując odcinki taśm między dwiema podporami krążnikowymi jako dwa oddzielne liniowe układy fizyczne (rys. 6.6) należy naciski między taśmami $p(x, t)$ traktować jako jednostkowe siły zewnętrzne [10] i wówczas wymuszone drgania poprzeczne opisują równania różniczkowe [49].



Rys. 6.6. Schemat do analizowania drgań poprzecznych cięgien pomiędzy dwiema podporami krążnikowymi

W przypadku cięgna pędzonego obciążonego urobkiem wraz masą własną

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - a_g^2 \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{p(x,t) \cdot B}{m_u + B \cdot m_t} - g \quad (6.43)$$

oraz dla cięgna pędzącego obciążonego tylko masą własną m_{tP}

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - a_p^2 \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{p(x,t)}{m_{tP}} - g, \quad (6.44)$$

gdzie:

$$a_g = \sqrt{\frac{S}{m_u + B \cdot m_t}} \quad \text{oraz} \quad a_p = \sqrt{\frac{S_p}{B \cdot m_{tP}}}, \quad \text{m/s}, \quad (6.45)$$

S – siła rozciągająca w cięgnie pędzonym, N;

S_p – siła rozciągająca w cięgnie pędzącym, N;

m_u – liniowa masa urobku, kg/m;

m_t – masa własna taśmy pędzonej, kg/m²;

m_{tP} – masa własna taśmy pędzącej, kg/m²;

B – szerokość taśmy, m;

g – przyspieszenie ziemskie, m/s².

Wyznaczone z układu równań (6.43) i (6.44) naciski pomiędzy cięgnami

$$p(x,t) = \frac{(a_p^2 - a_g^2) \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}}{B \cdot \left(\frac{1}{B \cdot m_{tP}} - \frac{1}{m_u + B \cdot m_t} \right)} \quad (6.46)$$

w każdym przypadku muszą być dodatnie. Wymaga to spełnienia dwóch nierówności

$$a_p^2 - a_g^2 \geq 0 \quad (6.47)$$

oraz

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \geq 0. \quad (6.48)$$

Nierówność (6.47) jest warunkiem statycznym i spełnienie jej gwarantuje stały docisk pomiędzy cięgnami w przypadku postoju przenośnika lub braku jakichkolwiek drgań w trakcie ruchu taśmy. Spełnienie tego warunku jest równoznaczne z zachowaniem odpowiedniej proporcji sił w cięgnach, czyli

$$\frac{S_p}{S} \geq \frac{B \cdot m_{tP}}{m_u + B \cdot m_t}. \quad (6.49)$$

Jeśli warunek (6.49) nie będzie dotrzymany, strzałka ugięcia cięga pędzonego będzie mniejsza niż strzałka ugięcia cięga pędzącego i wówczas współpraca cierna będzie tylko w strefach podparcia na zestawach krążnikowych.

Rozwiązanie warunku dynamicznego (6.48) wymaga rozpatrzenia drgań poprzecznych obu cięgien potraktowanych jako jeden układ fizyczny przy jednoczesnym spełnieniu warunku (6.49). Równanie różniczkowe drgań wymuszonych obu cięgien będzie miało wtedy postać

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - a_w^2 \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -g, \quad (6.50)$$

gdzie

$$a_w = \sqrt{\frac{S + S_p}{m_u + B \cdot (m_t + m_{tP})}}. \quad (6.51)$$

Rozwiązanie równania różniczkowego (6.50) jest superpozycją linii ugięcia taśm w polu sił grawitacji $y_1(x)$ (wg p. 1.1.3) oraz drgań wymuszonych z amplitudą $A(x)$ [49]

$$y_2(x, t) = A(x) \cdot \sin(\omega_k \cdot t). \quad (6.52)$$

Składowa przemieszczeń cięgien od drgań wymuszonych jest rozwiązaniem własnym równania

$$\frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} - a_w^2 \cdot \frac{\partial^2 y_2}{\partial x^2} = 0 \quad (6.53)$$

dla warunków brzegowych:

$$\begin{aligned} y_2(0, t) &= e_1 \cdot \sin(\omega_k \cdot t), \\ y_2(l_g, t) &= e_2 \cdot \sin(\omega_k \cdot t + \varphi_k), \end{aligned} \quad (6.54)$$

gdzie:

e_1 i e_2 – mimośrodki krążników po obu stronach podparcia taśm, m;

φ_k – kąt przesunięcia fazowego wymuszeń, rad;

ω_k – prędkość kątowna krążników, s^{-1} .

Rozpatrując najbardziej niekorzystny przypadek, gdzie: $\varphi_k = 0$ oraz $e_1 = e_2 = e$, oraz przyjmując najprostszy opis linii ugięcia taśm

$$y_1(x) = \frac{g}{2 \cdot a_w^2} \cdot (x^2 - l_g \cdot x) \quad (6.55)$$

wraz z założeniem

$$y(x, t) = y_1(x) + y_2(x, t), \quad \text{czyli} \quad \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y_1(x)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 y_2(x, t)}{\partial x^2}, \quad (6.56)$$

otrzymuje się rozwiązanie [10]

$$g - e \cdot \omega_k^2 \cdot \frac{\sin(\omega_k \cdot t)}{\cos\left(\frac{\omega_k \cdot l_g}{2 \cdot a_w}\right)} \geq 0. \quad (6.57)$$

Dla krążników górnych spełniających wymagania normy PN-91/M-46606 maksymalny mimośród

$$e = 0,2 \cdot \frac{g}{\omega_k^2}. \quad (6.58)$$

Założenie maksymalnego mimośrodu krążnika upraszcza nierówność (6.57) do postaci

$$1 - 0,2 \cdot \frac{\sin(\omega_k \cdot t)}{\cos\left(\frac{\omega_k \cdot l_g}{2 \cdot a_w}\right)} \geq 0. \quad (6.59)$$

Dla przedziału zmienności parametrów całej klasy przenośników taśmowych

$$\frac{\sin(\omega_k \cdot t)}{\cos\left(\frac{\omega_k \cdot l_g}{2 \cdot a_w}\right)} = 0,1 \div 3,8, \quad (6.60)$$

w związku z czym należy szukać rozwiązań tylko w tym przedziale zmienności, rozpatrując dwa ekstremalne przypadki

$$\sin(\omega_k \cdot t) = 1 \text{ i wówczas } \frac{\omega_k \cdot l_g}{2 \cdot a_w} \geq 0, \quad (6.61)$$

$$\sin(\omega_k \cdot t) = -1 \text{ i wówczas } \frac{\omega_k \cdot l_g}{2 \cdot a_w} \leq 0. \quad (6.62)$$

Pierwszy przypadek daje rozwiązanie

$$\frac{\omega_k \cdot l_g}{2 \cdot a_w} \leq 1,369, \quad (6.63)$$

a drugi określa przedział

$$4,511 \geq \frac{\omega_k \cdot l_g}{2 \cdot a_w} \geq 1,772. \quad (6.64)$$

Uwzględniając (6.51) oraz związek między prędkością taśmy i prędkością kątową krążników

$$\omega_k = \frac{2 \cdot v_t}{D_k}, \quad (6.65)$$

można określić dopuszczalny zakres sił wciągach

$$S + S_p \geq 0,534 \cdot [m_u + B \cdot (m_t + m_{tP})] \cdot \frac{v_t^2 \cdot I_g^2}{D_k^2} \quad (6.66)$$

oraz

$$0,049 \cdot [m_u + B \cdot (m_t + m_{tP})] \cdot \frac{v_t^2 \cdot I_g^2}{D_k^2} \leq S + S_p \leq 0,318 \cdot [m_u + B \cdot (m_t + m_{tP})] \cdot \frac{v_t^2 \cdot I_g^2}{D_k^2}. \quad (6.67)$$

Jeżeli sumaryczna siła rozciągająca w obuciągach znajdzie się poza obszarami określonymi zależnościami (6.66) i (6.67), to może dojść do utraty przyczepności ciągów w wyniku wymuszonych drgań poprzecznych. Istnieje wtedy realne niebezpieczeństwo wystąpienia poślizgu rozwiniętego na napędzie pośrednim.

Obliczenia obciążeń poszczególnych jednostek napędowych przenośnika z taśmowym napędem pośrednim można przeprowadzić dopiero po obliczeniu sił wciągach w ruchu ustalonym [7, 9]. Dla napędu czołowego słuszną jest zależność (6.18). O obciążeniu silników napędu pośredniego decyduje prędkość liniowa taśmy pędzącej w punkcie 6', zaznaczonym na rysunku 6.4b jako punkt nabiegania na bęben stacji pośredniej. W punkcie 5 i 5' prędkości liniowe obu taśm są równe, co oznacza brak poślizgu sprężystego w tym miejscu napędu pośredniego. Po uwzględnieniu odkształceń sprężystych cięgna pędzonego na drodze od punktu 1 do punktu 5 prędkość liniową taśmy można zapisać równaniem

$$v_5 = v_1 \cdot \left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_{02}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_d}{E_d \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_{g^{4-5}}}{E_d \cdot B}\right), \quad (6.68)$$

natomiast prędkość cięgna pędzącego w tym samym miejscu, po uwzględnieniu odkształceń sprężystych na bębnie napędowym oraz na odcinku L_p wciągach dolnym

$$v_5 = v_p \cdot \left(1 - \frac{P_{0P}}{E_{dbP} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_{dP}}{E_{dP}}\right). \quad (6.69)$$

Z porównania (6.68) i (6.69) otrzymuje się

$$\frac{v_p}{v_1} = \frac{\left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_{02}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_d}{E_d \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_{g^{4-5}}}{E_d \cdot B}\right)}{\left(1 - \frac{P_{0P}}{E_{dbP} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_{dP}}{E_{dP}}\right)}, \quad (6.70)$$

gdzie:

E_{db} – zastępczy moduł dynamiczny cięgna pędzonego wyznaczony dla warunków zmian obciążeń na bębnie napędowym, N/m;

E_d – zastępczy moduł dynamiczny cięgna pędzonego wyznaczony dla warunków zmian obciążeń na trasie przenośnika, N/m;

E_{dbP} – zastępczy moduł dynamiczny cięgna pędzącego wyznaczony dla warunków zmian obciążeń na bębnie napędowym, N/m;

E_{dP} – zastępczy moduł dynamiczny cięgna pędzonego wyznaczony dla warunków zmian obciążeń na trasie przenośnika, N/m;

W_d – opory ruchu cięgna dolnego przenośnika głównego, N;

W_{g4-5} – opory ruchu cięgna górnego przenośnika głównego na drodze od bębna zwrotnego do napędu pośredniego (na odcinku od punktu 4 do punktu 5 na rys. 6.4a), N;

W_{dP} – opory ruchu cięgna dolnego przenośnika pomocniczego (napędu pośredniego), N.

Równanie (6.17) zapisane dla warunków pierwszego bębna stacji czołowej oraz bębna napędowego stacji pośredniej będzie miało postać

$$\frac{\omega_P}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_P} \cdot \frac{v_P}{v_1} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{\left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_{02}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_d}{E_d \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_{g4-5}}{E_d \cdot B}\right)}{\left(1 - \frac{P_{0P}}{E_{dP} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_{dP}}{E_{dP}}\right)}. \quad (6.71)$$

Zależności (6.13) i (6.14) pozostają słuszne dla sił obwodowych na obu bębnach stacji czołowej, natomiast dla bębna napędowego stacji pośredniej

$$s_P = 1 - \frac{\omega_P}{\omega_{\text{synchr}}} = \frac{P_{0P} \cdot r_P}{i_p \cdot \eta_m \cdot A \cdot (k_{P1} + k_{P2})}, \quad (6.72)$$

stąd, po porównaniu ilorazów prędkości kątowych, otrzymuje się

$$\begin{aligned} & \frac{\left(1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_{02}}{E_{db} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_d}{E_{d2} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_{g4-5}}{E_d \cdot B}\right)}{\left(1 - \frac{P_{0P}}{E_{dP} \cdot B}\right) \cdot \left(1 + \frac{W_{dP}}{E_{dP} \cdot B}\right)} \\ &= \frac{r_P}{r_1} \cdot \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{01} \cdot r_1}{k_{11} + k_{12}}}{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{0P} \cdot r_P}{k_{P1} + k_{P2}}}. \end{aligned} \quad (6.73)$$

Równanie (6.73) wraz z analogicznym równaniem, będącym powtórzeniem (6.18),

$$1 - \frac{P_{01}}{E_{db} \cdot B} = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{01} \cdot r_1}{k_{11} + k_{12}}}{A \cdot i_p \cdot \eta_m - \frac{P_{02} \cdot r_2}{k_{21} + k_{22}}} \quad (6.74)$$

oraz równaniem sił obwodowych dla całego przenośnika

$$P_{01} + P_{02} + P_{0P} = W \quad (6.75)$$

tworzą układ trzech równań z trzema niewiadomymi P_{01} , P_{02} i P_{0P} .

Przykład obliczeń taśmowego napędu pośredniego

Przeprowadzić obliczenia taśmowego napędu pośredniego przenośnika przeznaczonego do transportu rudy miedzi. Podstawowe dane do obliczeń przenośnika wynoszą:

- wydajność objętościowa przenośnika $Q_V = 1500 \text{ m}^3/\text{h}$, co w przeliczeniu na wydajność masową daje $Q_m = 2687 \text{ t/h}$;
- gęstość usypowa urobku $\rho = 1800 \text{ kg/m}^3$;
- szerokość taśmy $B = 1,2 \text{ m}$; prędkość taśmy $v_t = 2,5 \text{ m/s}$; kąt niecki w cięgnie górnym $\lambda = 30^\circ$ ($0,5236 \text{ rad}$); rozstaw kół górnych $l_g = 1,0 \text{ m}$; średnica kół górnych $D_k = 0,133 \text{ m}$, w obliczeniach wstępnych przenośnika dobrano taśmę tkaninową pięcioprzekładową typu EP 2000/5 o wytrzymałości nominalnej $K_n = 2000 \text{ kN/m}$ i masie własnej $m_t = 32 \text{ kg/m}^2$;
- w napędzie pośrednim zainstalowana jest taka sama taśma, a zatem $m_{tp} = 32 \text{ kg/m}^2$;
- w obliczeniach wstępnych określono siły w taśmach, które wynoszą $S_6 = 32\,000 \text{ N}$ (w cięgnie pędzonym) oraz $S_{6P} = 200\,000 \text{ N}$ (w cięgnie pędzącym) – są to wstępnie dobrane siły na początku napędu pośredniego (w punkcie 6 na rys. 6.4), spełniające zarówno warunek wytrzymałości taśmy, jak i warunek sprzężenia ciernego na bębnie napędowym stacji pośredniej;
- wypadkowe reakcje normalne na zestawie kołowym górnym: $R_m = 1839 \text{ N}$ oraz $R_1 = R_2 = 1466 \text{ N}$;
- do obliczeń przyjęto bezpieczną wielkość współczynnika tarcia pomiędzy cięgnami $\mu_2 = 0,3$ przy założeniu, że dla warunków nacisków w miejscach podparcia kołami współczynnik tarcia jest ok. 25% większy, co oznacza $\lambda_P = 0,8$;
- sztywność zginania znieckowanej taśmy $E \cdot J = 1155 \text{ N} \cdot \text{m}^2$;
- całkowite opory ruchu przenośnika wraz z oporami napędu pośredniego $W = 350\,000 \text{ N}$;
- napęd główny $3 \times 160 \text{ kW}$ rozdzielony na dwa bębny napędowe na stacji czołowej oraz napęd pośredni $2 \times 160 \text{ kW}$.

Dobór długości taśmowego napędu pośredniego

Liniowe obciążenie cięgna pędzonego przy założeniu, że liniowa masa urobku wynosi $m_u = 298,8 \text{ kg/m}$ (masa urobku przypadająca na 1 mb taśmy przy nominalnym załadunku, tj. dla $k_z = 1$)

$$q = g \cdot (m_u + B \cdot m_t) = 9,81 \cdot (298,8 + 1,2 \cdot 32,0) = 3307,9 \text{ N/m.}$$

Zastępczy współczynnik tarcia pomiędzy cięgnami

$$\mu_z = \mu_2 \cdot \frac{R_1 + R_2 + R_m}{q \cdot l_g} = 0,3 \cdot \frac{2 \cdot 1466 + 1839}{3307,9 \cdot 1,0} = 0,43.$$

Współczynnik mas dla $m_t = m_{tp} = 32,0 \text{ kg/m}^2$

$$K_m = \frac{m_u + B \cdot (m_t + m_{tp})}{m_u + B \cdot m_t} = \frac{298,8 + 1,2 \cdot 2 \cdot 32,0}{298,8 + 1,2 \cdot 32,0} = 1,114.$$

Wyznaczenie promienia zgięcia obu cięgien na zestawie kładnikowym zgodnie z (1.90) wymaga obliczenia współczynnika p według (1.85). Przyjmując sztywność zginania dwóch taśm $EJ = 2 \cdot 1155 = 2310 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ otrzymuje się

$$p = \frac{l_g}{2} \cdot \sqrt{\frac{(S_6 + S_{6P}) - [m_u + B \cdot (m_t + m_{tP})] \cdot v_t^2}{EJ}}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{(32\,000 + 200\,000) - (298,8 + 2 \cdot 1,2 \cdot 32,0) \cdot 2,5^2}{2310}} = 4,9854.$$

Promień zgięcia taśm

$$r_0 = \frac{(S_6 + S_{6P}) - [m_u + B \cdot (m_t + m_{tP})] \cdot v_t^2}{q \cdot K_m \cdot \left(\frac{p}{\text{tgh } p} - 1 \right)}$$

$$= \frac{(32\,000 + 200\,000) - (298,8 + 2 \cdot 1,2 \cdot 32) \cdot 2,5^2}{3307,9 \cdot 1,114 \cdot \left(\frac{4,9854}{\text{tgh } 4,9854} - 1 \right)} = 15,636 \text{ m}.$$

Po podstawieniu obliczonych parametrów do (6.40) otrzymuje się równanie kwadratowe

$$T_{\max} = 1655,956 \cdot L_P - 0,971 \cdot L_P^2.$$

Siła obwodowa na napędzie pośrednim wynosi (w przybliżeniu) $P_{0P} = 2/5 \cdot W = 140\,000 \text{ N}$. Opory ciągnia dolnego przenośnika tworzącego napęd pośredni o długości około 80 m wraz z oporami skupionymi na bębnach tego przenośnika wynoszą około $W_P = 2000 \text{ N}$. Zgodnie z zależnością (6.41)

$$T_{\max} \geq P_{0P} - W_P = 140\,000 - 2000 = 138\,000 \text{ N}.$$

Można też skorzystać z przybliżonej zależności (6.42) i dla $\eta_m = 0,97$ oraz $\eta_P = 0,95$ określić wymagany poziom siły tarcia

$$T_{\max} \geq \frac{1000 \cdot \eta_m \cdot \eta_P \cdot N_P}{v_t} - W_P = \frac{1000 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 2 \cdot 160}{2,5} - 2000 \text{ N} = 115\,952 \text{ N}.$$

Przyjmując pierwszą bardziej ostrą nierówność, można sformułować następujący warunek

$$0,971 \cdot L_P^2 - 1655,956 \cdot L_P + 138\,000 \geq 0.$$

Tylko jeden pierwiastek otrzymanego równania kwadratowego ma sens fizyczny

$$L_P \geq 87,862 \text{ m}.$$

Zgodnie z otrzymanym wynikiem długość napędu pośredniego może wynosić $L_P = 90 \text{ m}$ i jest to długość bezpieczna gwarantująca przekazanie za pośrednictwem sił tarcia energii napędowej z dwóch silników napędu pośredniego.

Sprawdzenie warunku drgań poprzecznych cięgien na napędzie pośrednim

W punkcie 6. (rys. 6.4) suma sił wynosi $S_6 + S_{6P} = 230\,000 \text{ N}$. W punkcie 5. siła sumaryczna zmniejsza się o wielkość oporów ruchu obu cięgien na odcinku sprzężenia cierne. Na podstawie obliczonych metodą oporów jednostkowych oporów na pojedynczym zestawie $\Sigma W = 95 \text{ N}$ można określić zakres sumarycznej siły

$$S_6 + S_{6P} - \Sigma W \cdot L_P \leq S + S_P \leq S_6 + S_{6P},$$

czyli

$$221\,450 \text{ N} \leq S + S_P \leq 232\,000 \text{ N}.$$

Według (6.66)

$$\begin{aligned} S + S_P &\geq 0,534 \cdot [m_u + B \cdot (m_t + m_{tP})] \cdot \frac{v_t^2 \cdot l_g^2}{D_k^2} \\ &= 0,534 \cdot (298,8 + 2 \cdot 1,2 \cdot 32,0) \cdot \frac{2,5^2 \cdot 1,0^2}{0,133^2} = 70867 \text{ N}. \end{aligned}$$

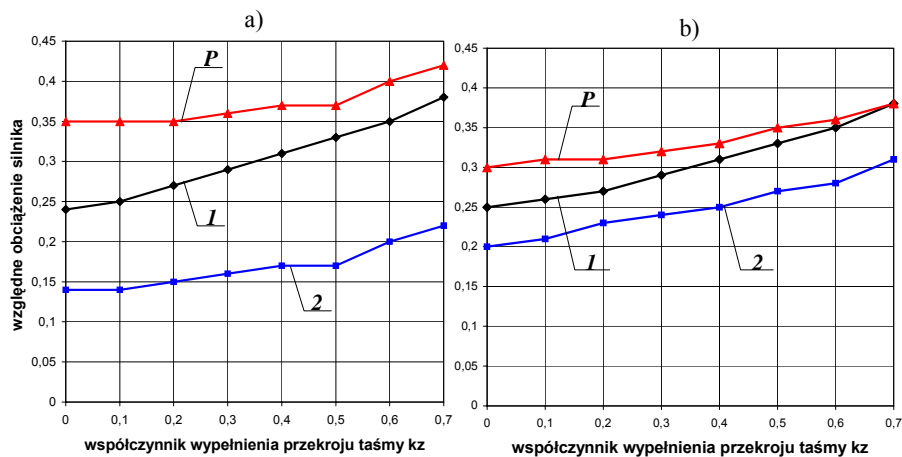
a według (6.67)

$$6503 \text{ N} \leq S + S_P \leq 42\,201 \text{ N}.$$

Z obliczeń wynika, że zakres zmian sumarycznej siły w cięgnach od 221450 N do 232000 N znajduje się powyżej niebezpiecznych obszarów określonych nierównościami (6.66) i (6.67). Drgania poprzeczne cięgien nie zagrażają współpracy ciernej w napędzie pośrednim.

Obliczenia obciążeń poszczególnych jednostek napędowych

Obciążenia poszczególnych jednostek napędowych analizowanego przenośnika otrzymuje się w wyniku rozwiązań układu równań (6.73)–(6.75) po wyeliminowaniu wszystkich ujemnych pierwiastków. Wyniki obliczeń wielowariantowych zestawiono na rysunku 6.7.



Rys. 6.7. Obciążenia względne silników przenośnika z taśmowym napędem pośrednim przy różnym stopniu załadunku cięgna górnego (*P* – napęd pośredni, 1 – pierwszy bęben na stacji czołowej, 2 – drugi bęben na stacji czołowej)

- a) w warunkach gdy wszystkie silniki charakteryzują się taką samą sztywnością znamionową;
 b) po korekcji charakterystyk silników polegającej na zmiekczeniu charakterystyki na pierwszym bębnie napędowym oraz na napędzie pośrednim ($k_{11} = k_{12} = 0,8$, $k_{21} = 1$, $k_{22} = 0$, $k_{P1} = k_{P2} = 0,8$)

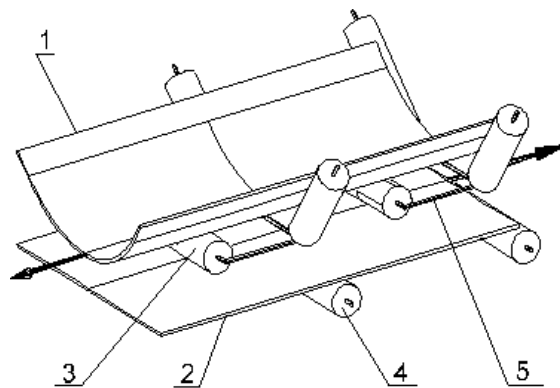
Przedstawiony przykład obliczeń dotyczy przenośnika z przewymiarowanym napędem, albowiem wszystkie jednostki napędowe pracują pod obciążeniem mniejszym niż 40% obciążenia znamionowego. Przy idealnie takich samych charakterystykach znamionowych napęd pośredni przejmuje największe obciążenie przy jednoczesnym bardzo małym obciążeniu silnika na drugim bębnie na stacji czołowej (rys. 6.7a). Korykta charakterystyki lub zastosowanie sprzęgieł hydrokinetycznych powoduje lepszy i bardziej równomierny rozkład obciążeń na poszczególne silniki (rys. 6.7b).

6.3. Napęd krążnikowy

W przenośnikach konwencjonalnych energia napędowa jest przekazywana do ciągów tylko na odcinkach opasania bębnowych i tam najczęściej występują maksymalne siły zarówno w ruchu ustalonym, jak i w stanach nieustalonych. Wobec ograniczonej możliwości przekazywania energii napędowej tylko do kilku (maksymalnie czterech) bębnowych na stacji czołowej lub zwrotnej w przenośnikach dużej mocy konieczne jest stosowanie taśm o wysokiej klasie wytrzymałości. Wytrzymałość taśmy w decydującym stopniu wpływa na koszty inwestycyjne i eksploatacyjne przenośnika; dobiera się ją przede wszystkim na podstawie analizy rozkładu sił w ciągu górnym i dolnym przenośnika. Ze względu na obciążenia taśmy oraz jej trwałość najlepszym rozwiązaniem byłby napęd rozproszony. Im większy jest obszar przekazywania energii napędowej do ciągu górnego, tym bardziej korzystny jest rozkład sił w taśmie. Częściowym rozwiązaniem tego problemu są napędy pośrednie. Energia napędowa może być przekazywana na całej długości ciągu za pomocą elementów pędnych (przenośniki z liną pędną lub z taśmą pędną) [29, 53, 54]. Jedną z możliwości jest również bezpośrednie napędzanie krążników, ale ze względu na małą sprawność mechaniczną i elektryczną idea ta poza prototypami nie znalazła praktycznych zastosowań. Zalety napędu krążnikowego oraz typowego napędu bębnowego łączy w sobie nowa koncepcja przenośnika, w którym energia napędowa jest przekazywana z ciągu dolnego do ciągu górnego poprzez krążniki środkowe zestawów górnych [28, 29, 30, 31, 34]. W przenośniku tym w miejsce dużych napędów na stacji czołowej stosuje się szereg mniejszych napędów bębnowych rozmieszczonych w ciągu dolnym. Zwiększony obszar przekazywania energii napędowej do roboczego ciągu górnego powoduje korzystniejszy rozkład sił w taśmie w porównaniu do przenośnika tradycyjnego. Mniejsze siły w taśmie umożliwiają zastosowanie lżejszej taśmy o niższej klasie wytrzymałości oraz bębnowych o mniejszych średnicach. Możliwe jest zatem zastosowanie lekkiej konstrukcji stacji napędowej, zrzutowej oraz zwrotnej. Przy przekazywaniu napędu wykorzystuje się siły tarcia między taśmą i krążnikami, a niezbędny docisk współpracujących ciernie elementów pochodzi od sił grawitacji taśmy oraz transportowanego materiału. Zasadę działania nowego sposobu napędu zilustrowano na rysunku 6.8.

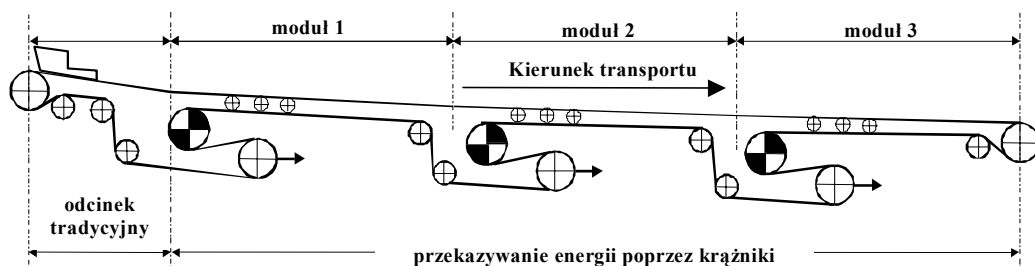
W ciągu górnym taśma 1 jest uformowana w nieckę, podobnie jak w przenośniku tradycyjnym i podpierana jest zestawami przegubowymi. Krążnik środkowy 3

podpierany jest od dołu płasko rozpiętą taśmą dolną 2. Krążniki dolne 4 podtrzymujące cały układ rozmieszczone są naprzemiennie w stosunku do zestawów górnych, i z rozstawem będącym wielokrotnością rozstawu krążników górnych. Do prawidłowej współpracy ciernej krążnika środkowego z dwoma cięgnami równocześnie konieczne jest zapewnienie stałej siły normalnej, uzyskuje się to dzięki swobodzie przemieszczania się tego krążnika w płaszczyźnie pionowej (w ograniczonym zakresie). Realizowane jest to dzięki przegubowemu zamocowaniu krążnika na dwóch ramionach 5, tak jak to pokazano na rysunku 6.8.



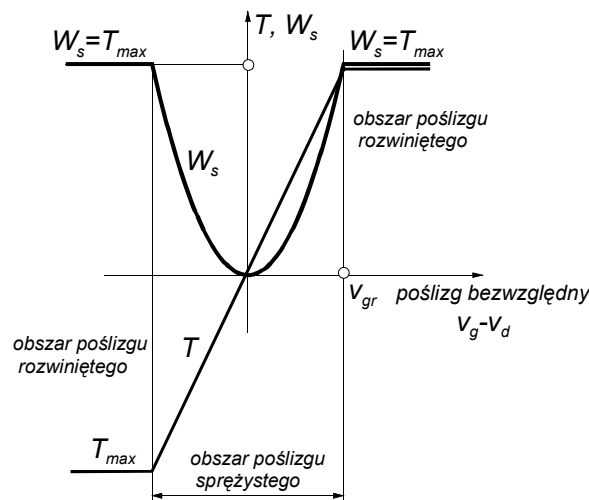
Rys. 6.8. Schemat ilustrujący współpracę ciernej w przenośniku z przekazywaniem energii napędowej z cięgna dolnego do cięgna górnego poprzez krążniki

Jeżeli możliwa do przekazania na krążniku środkowym siła tarcia przewyższa opory ruchu pojedynczego zestawu, to w cięgnie górnym przenośnika występuje korzystny rozkład sił rozciągających taśmę (spadek sił w kierunku ruchu taśmy). O wytrzymałości taśmy decyduje wtedy rozkład sił w cięgnie dolnym. Maksymalne napięcie cięgna dolnego można zredukować do wymaganego poziomu, zmniejszając odległości pomiędzy napędami stosownie do konfiguracji trasy i mocy zastosowanych jednostek napędowych. Schemat rozmieszczenia napędów w przenośniku z wykorzystaniem możliwości przekazywania napędu do cięgna górnego poprzez krążniki przedstawiono na rysunku 6.9



Rys. 6.9. Schemat rozmieszczenia napędów w przenośniku wykorzystującym przekazywanie energii napędowej poprzez krążniki

Na podstawie wyników badań stwierdzono [30, 31, 34], że wartość przekazywanej siły na pojedynczym krążniku z wykorzystaniem zjawiska tarcia zależy liniowo od poślizgu sprężystego taśmy na krążniku. Przekazywanie energii napędowej występuje zawsze w kierunku od cięgna o większej sile napinającej do cięgna o mniejszej sile napinającej. Jeżeli energia napędowa ma być przekazywana za pośrednictwem krążników z cięgna dolnego do cięgna górnego, to siła w cięgnię dolnym musi być większa od siły w cięgnię górnym. W przeciwnym razie kierunek przepływu energii zmienia się i cięgno górne napędza cięgno dolne, co jest równoznaczne z hamowaniem za pośrednictwem krążników cięgna górnego. Jeżeli siły w obu cięgniach są równe, to ze względu na brak poślizgu sprężystego (równe odkształcenia) nie ma przekazywania napędu na krążniku. Granicznym przypadkiem współpracy ciernej jest przejście do poślizgu rozwiniętego. Przekazywana wtedy siła tarcia osiąga wielkość graniczną T_{max} i nie zależy od prędkości cięgien. Pomiary wykazały również, że w warunkach poślizgu sprężystego część energii ulega przemianom w wyniku zjawiska tarcia kinematycznego. Towarzyszący temu zjawisku opór ślizgania taśmy W_s narasta z kwadratem prędkości poślizgu sprężystego. W modelu teoretycznym należy zatem uwzględnić, oprócz zjawiska przekazywania siły tarcia, również opór ślizgania taśmy pędzącej po powierzchni płaszcza krążnika pośredniczącego. Założenia modelowe dotyczące przekazywanej siły na pojedynczym krążniku oraz wartości oporu ślizgania zilustrowano na rysunku 6.10.



Rys. 6.10. Zależności modelowe dla przekazywanej siły T oraz oporu ślizgania W_s w funkcji różnicy prędkości cięgien (v_g – prędkość cięgna górnego, v_d – prędkość cięgna dolnego)

Opór ślizgania, oznaczony symbolem W_s , jest wektorem siły przyłożonym w punkcie kontaktu taśmy z krążnikiem i skierowany jest przeciwnie do kierunku biegu taśmy. Dodatnie wartości przekazywanej siły tarcia T odpowiadają kierunkowi

przepływu mocy od cięgna dolnego do cięgna górnego (napędzanie cięgna górnego), a wartości ujemne kierunkowi odwrotnemu (hamowanie cięgna górnego). W obszarze poślizgu sprężystego (patrz rys. 6.10) przekazywana siła T zależy liniowo od prędkości poślizgu sprężystego niezależnie od kierunku przepływu strumienia mocy. Poza tym obszarem występuje poślizg rozwinięty, a zatem siła przekazywana równa jest maksymalnej sile tarcia T_{\max} niezależnie od różnicy prędkości (stan graniczny). Dla zadanych warunków eksploatacyjnych, uwzględniających stopień zanieczyszczenia i zawiłocenia współpracujących powierzchni, maksymalna siła tarcia określana jest zawsze iloczynem współczynnika tarcia kinetycznego μ_0 oraz reakcji normalnej na krążniku środkowym zestawu R_m . Współczynnik tarcia μ_0 dobierany jest do konkretnych warunków. Pogorszeniu się warunków eksploatacyjnych odpowiada obniżenie poziomu maksymalnej siły tarcia T_{\max} . W obliczeniach należy przyjąć wtedy odpowiednią wartość współczynnika tarcia.

Zgodnie z wynikami pomiarów opór ślizgania W_s narasta z kwadratem prędkości poślizgu sprężystego (od $W_s = 0$ dla $v_g = v_d$ do $W_s = T_{\max}$) zarówno w obszarze pędzenia ($v_d > v_g$), jak i hamowania ($v_g < v_d$), czyli

$$W_s = a_s \cdot (v_d - v_g)^2. \quad (6.76)$$

Siła przekazywana na krążniku ma zależność liniową, czyli

$$T = a_t \cdot (v_d - v_g), \quad (6.77)$$

gdzie:

- T – siła przekazywana na pojedynczym krążniku z wykorzystaniem zjawiska tarcia, N;
- v_d – prędkość cięgna dolnego w punkcie styku z krążnikiem, m/s;
- v_g – prędkość cięgna górnego w punkcie styku z krążnikiem, m/s;
- a_t, a_s – współczynniki obliczeniowe.

Ujemny zakres przekazywanej siły T oznacza, że cięgno górne napędza cięgno dolne lub też cięgno dolne hamuje cięgno górne. Współczynnik nachylenia prostej $T = f(v_d - v_g)$ w obszarze poślizgu sprężystego (rys. 6.10)

$$a_t = \frac{T_{\max}}{v_{gr}} \quad (6.78)$$

przyjmowany jest do obliczeń jako wielkość stała, wyznaczona z pomiarów dla określonego obciążenia taśmy q_g (wynikającego ze stopnia załadowania urobkiem k_z i masy własnej taśmy). Zmierzone na stanowisku pomiarowym wartości tego współczynnika w przypadku transportu rudy miedzi na taśmie o szerokości $B = 1$ m i przy kącie niecki $\lambda = 35^\circ$ zebrano w tabeli 6.1. Opór ślizgania towarzyszący zjawisku współpracy ciernej krążnika z cięgnem dolnym i górnym wyraża zależność

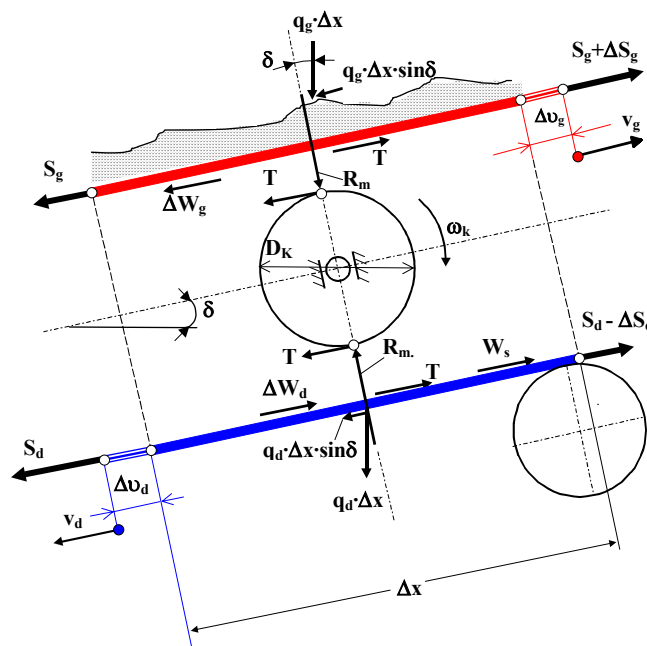
$$W_s = \frac{a_t}{T_{\max}} \cdot (v_d - v_g)^2. \quad (6.79)$$

Z przyjętych założeń wynika, że wartość przekazywanej siły na krążniku pośredniczącym jest tym większa, im większa jest różnica sił w cięgnach, sprawność przekazywania energii napędowej natomiast maleje ze wzrostem różnicy sił w cięgnach. Wiąże się to ze wzrostem prędkości poślizgu sprężystego, który zależy od różnicy sił w cięgnach.

Tabela 6.1 Współczynniki obliczeniowe a_i w zależności od liniowego obciążenia cięgna górnego q_g oraz stopnia załadowania przenośnika k_z (dla szerokości taśmy $B = 1,0$ m, kąta niecki w cięgnie górnym $\lambda = 35^\circ$ oraz jednostkowej masy taśmy $m_t = 20$ kg/m² w warunkach transportu rudy miedzi) na podstawie wyników badań [30, 31]

Obciążenie liniowe cięgna górnego q_g N/m	Bezwymiarowy współczynnik załadowania k_z	Współczynnik obliczeniowy a_i N·s/m
196	0	903,6
440	0,12	1832,8
793	0,29	2958,7
969	0,39	4691,7

Podstawą do wyznaczania sił w cięgnach przenośnika w ruchu ustalonym jest określenie oddziaływania na pojedynczym krążniku pośredniczącym (rys. 6.11).



Rys. 6.11. Układ sił oddziaływania między taśmami a krążnikiem pośredniczącym

W opracowanym modelu teoretycznym przyjęto następujące założenia:

➤ odcinek o długości Δx jest nachylony pod kątem δ , przy czym dodatnia wartość tego kąta oznacza, że ciągną górne jest wznoszące, ciągną dolne natomiast jest opadające;

➤ w strefie kontaktu krążnika z ciągnami występuje wypadkowa reakcja normalna R_m , która decyduje o wartości maksymalnej (granicznej) siły tarcia T_{\max} ;

➤ liniowe obciążenie ciągną górnego q_g (wyrażone w niutonach na metr) zależy od masy własnej taśmy oraz ilości transportowanego nosiwa, natomiast liniowe obciążenie ciągną dolnego q_d wynika jedynie z masy taśmy;

➤ wypadkowe opory ruchu odcinka ciągną górnego ΔW_g reprezentuje wektor siły przyłożony do taśmy i skierowany przeciwnie do jej kierunku ruchu (w skład oporów ruchu ciągną górnego wchodzi takie same składowe jak w przonośniku tradycyjnym, wyznaczone według metody oporów jednostkowych podanych w p. 4.1);

➤ ze względu na docisk krążnika pośredniczącego do ciągną dolnego wypadkowe opory ruchu odcinka dolnego ΔW_d , w stosunku do przonośnika tradycyjnego powiększone są o opory toczenia taśmy po krążniku (ta składowa jest wyznaczana metodą oporów jednostkowych, z uwzględnieniem siły docisku R_m , właściwości taśmy oraz średnicy krążnika D_K);

➤ prędkość liniowa taśmy górnej w punkcie styku z krążnikiem wynosi v_g , natomiast taśmy dolnej v_d ;

➤ jeżeli siła w ciągnie górnym S_g jest mniejsza niż siła w ciągnie dolnym S_d , to $v_g < v_d$ i poślizg sprężysty występuje w obszarze kontaktu ciągną dolnego z krążnikiem pośredniczącym i tam pojawia się opór ślizgania (tarcia) W_s (opór W_s obciąża ciągną dolne);

➤ przy zmianie proporcji sił (tj. gdy $S_g > S_d$) prędkość ciągną górnego jest większa od prędkości ciągną dolnego o wartość poślizgu sprężystego i wtedy zmienia się kierunek oddziaływania wektorów siły T na obu ciągnach, a opór ślizgania W_s obciąża ciągną górne;

➤ o rozkładzie sił w ciągnach decydują również opory podnoszenia: $q_g \Delta x \sin \delta$ w ciągnie górnym oraz $-q_d \Delta x \sin \delta$ w ciągnie dolnym.

Przyrost siły w ciągnie górnym na odcinku Δx dla $S_g < S_d$ wyniesie

$$\Delta S_g = \Delta W_g + q_g \cdot \Delta x \cdot \sin \delta - T, \quad (6.80)$$

a zatem jest mniejszy niż w przonośniku tradycyjnym o wielkość przekazanej siły T . W tych samych warunkach spadek siły w ciągnie dolnym

$$\Delta S_d = \Delta W_d + W_s + T - q_d \cdot \Delta x \cdot \sin \delta. \quad (6.81)$$

Jeżeli zmieni się układ sił tak, że siła w ciągnie górnym będzie większa niż w ciągnie dolnym ($S_g > S_d$), to

$$\Delta S_g = \Delta W_g + q_g \cdot \Delta x \cdot \sin \delta + T + W_s, \quad (6.82)$$

$$\Delta S_d = \Delta W_d - T - q_d \cdot \Delta x \cdot \sin \delta. \quad (6.83)$$

Stan ten odpowiada przypadkowi hamowania ciężna górnego, co może wystąpić na opadających odcinkach trasy przenośnika. Gdy siły w ciężnach po obu stronach krążnika pośredniczącego są równe ($S_g = S_d$), wtedy przekazywana siła jest zerowa i opór ślizgania też osiąga wartość zerową ($T = W_s = 0$), a zatem

$$\Delta S_g = \Delta W_g + q_g \cdot \Delta x \cdot \sin \delta, \quad (6.84)$$

$$\Delta S_d + \Delta W_d - q_d \cdot \Delta x \cdot \sin \delta. \quad (6.85)$$

Analizując odcinek trasy przenośnika o długości Δx (patrz rys. 6.2) można wyróżnić dwie składowe prędkości taśmy: stałą prędkość wynikającą z ruchu ustalonego $v_t = \Delta x / \Delta t$ oraz prędkość poślizgu sprężystego wynikającą z odkształceń sprężystych taśmy, czyli:

➤ ciężno górne

$$v_g = \frac{\Delta x + \Delta v_g}{\Delta t}, \quad (6.86)$$

➤ ciężno dolne

$$v_d = \frac{\Delta x + \Delta v_d}{\Delta t}. \quad (6.87)$$

Odształcenia sprężyste taśmy

$$\Delta v_g = \frac{\Delta x \cdot S_d}{E_d \cdot B}, \quad (6.88)$$

$$\Delta v_d = \frac{\Delta x \cdot S_d}{E_d \cdot B}, \quad (6.89)$$

a zatem

$$v_d = v_t \cdot \left(1 + \frac{S_d}{E_d \cdot B} \right), \quad (6.90)$$

$$v_g = v_t \cdot \left(1 + \frac{S_g}{E_d \cdot B} \right). \quad (6.91)$$

Po uwzględnieniu w równaniach (6.76) i (6.77) zależności (6.90) i (6.91) siła tarcia i opór ślizgania

$$T = a_t \cdot (v_g - v_d) = \frac{a_t \cdot v_t}{E_d \cdot B} \cdot (S_d - S_g), \quad (6.92)$$

$$W_s = \frac{a_s^2}{T_{\max}^2} \cdot (v_g - v_d)^2 = \frac{a_s^2}{T_{\max}^2} \cdot v_t^2 \cdot \left[2 \cdot \frac{S_d - S_g}{E_d \cdot B} + \frac{S_d^2 - S_g^2}{(E_d \cdot B)^2} \right], \quad (6.93)$$

gdzie:

B – szerokość taśmy, m;

E_d – dynamiczny moduł sprężystości podłużnej taśmy na trasie przenośnika, N/m;

a_t – stała wyznaczona z pomiarów, N·s/m (patrz tabela 6.1);

v_t – prędkość taśmy, m/s.

Po uwzględnieniu zależności opisujących opór ślizgania oraz siłę tarcia w funkcji różnicy sił w taśmie przyrosty sił w cięgnię górnym i dolnym przy oddziaływaniu krążnika pośredniczącego wyniosą:

$$\Delta S_d = \Delta W_d - q_d \cdot \Delta x \cdot \sin \delta + \frac{a_t}{E_d \cdot B} \cdot (S_d - S_g) + C_d \cdot \frac{a_t}{T_{\max} \cdot E_d \cdot B} \cdot (S_d - S_g)^2, \quad (6.94)$$

$$\Delta S_g = \Delta W_g + q_g \cdot \Delta x \cdot \sin \delta - \frac{a_t}{E_d \cdot B} \cdot (S_d - S_g) - C_d \cdot \frac{a_t}{T_{\max} \cdot E_d \cdot B} \cdot (S_d - S_g)^2, \quad (6.95)$$

przy czym:

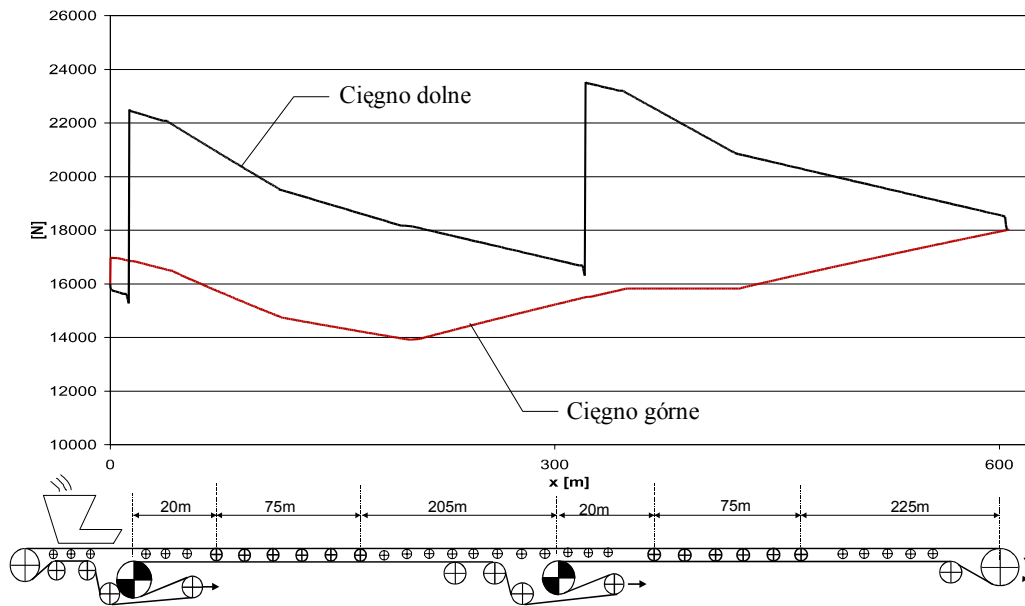
$$C_g \begin{cases} 0 & \text{dla } S_g \leq S_d, \\ 1 & \text{dla } S_g > S_d \end{cases} \quad (6.96)$$

oraz

$$C_d \begin{cases} 1 & \text{dla } S_g \leq S_d, \\ 0 & \text{dla } S_g > S_d. \end{cases} \quad (6.97)$$

Zależności (6.94) i (6.95) można przekształcić do układu równań różniczkowych, zastępując różnice skończone nieskończenie małymi przyrostami. Rozwiązaniem powstałego w ten sposób układu równań różniczkowych są zależności opisujące rozkład sił w cięgnię górnym i dolnym przenośnika. Rozwiązania analityczne, ze względu na konieczność poszukiwania stałych całkowania, są uciążliwe i lepiej jest zastosować tzw. modelowanie obiektowe. Dysponując modelem obiektowym przenośnika można wykonać obliczenia według przedstawionego algorytmu na każdym pojedynczym zestawie krążnikowym. Model obiektowy umożliwia wyznaczenie oporów głównych przenośnika według metody oporów jednostkowych oraz oporów ruchu na wszystkich pozostałych wydzielonych obiektach przenośnika, takich jak: bębny, urządzenia czyszczące, urządzenia załadownicze. Dzięki temu możliwe jest precyzyjne określenie sił we wszystkich punktach taśmy. System komputerowy, obejmujący algorytmy modelowania obiektowego i metody oporów jednostkowych, jest bardzo skutecznym narzędziem w projektowaniu dowolnie skonfigurowanego przenośnika i jest szczególnie przydatny do obliczeń napędu rozłożonego, wykorzystującego przekazywanie energii napędowej pomiędzy cięgnami za pośrednictwem krążników.

Na rysunku 6.12 pokazano rozkład sił w taśmie przenośnika składającego się z dwóch powtarzalnych odcinków trasy (modułów). Są to obliczenia przenośnika prototypowego, pracującego w podziemnej kopalni rud miedzi „Polkowice-Sieroszowice” [34].



Rys. 6.12. Schemat trasy (składającej się z dwóch modułów) i rozkład sił w taśmie przenośnika, w którym zastosowano krążniki środkowe do przekazywania energii napędowej z ciężna dolnego do ciężna górnego

W przenośniku tym zastosowano dwa napędy w ciężnie dolnym o mocy 55 kW. Docelowo przenośnik może być wydłużony o następne moduły trasy, wyposażone w taki sam napęd. W trakcie badań ustalono optymalny układ krążników pośredniczących. Dzięki zastosowaniu specjalnie zaprojektowanych zestawów z krążnikiem środkowym o większej średnicy niż krążniki boczne istnieje możliwość szybkiego rozdzielania ciężni przez zamontowanie w miejsce takiego zestawu układu tradycyjnego z trzema krążnikami o równej średnicy. Ustalono, że w istniejących warunkach wystarczająca jest liczba 75 kolejno po sobie zawieszonych zestawów w odstępnie co 1,25 m. Z uwagi na efektywność przekazywania energii zestawy z krążnikami pośredniczącymi zgrupowane są tuż za stacją napędową, tworząc odcinek, na którym zachodzi sprzężenie obu ciężni. W obszarze tym występuje największa różnica sił w ciężnie dolnym i górnym, a zatem zgodnie z wynikami badań doświadczalnych i analiz teoretycznych [30, 31] są to optymalne warunki do przekazywania energii napędowej za pośrednictwem sił tarcia.

7. DYNAMIKA PRZENOŚNIKA TAŚMOWEGO

Pełen cykl obliczeń projektowych przenośnika taśmowego zamykają obliczenia dynamiczne. Celem tych obliczeń jest określenie zmienności sił w taśmie, sprawdzenie sprzężenia ciernego na bębnach napędowych (lub na taśmowym napędzie pośrednim), sprawdzenie prawidłowości doboru urządzenia napinającego, określenie czasu rozruchu do sprecyzowania wytycznych dotyczących sterowania jednostkami napędowymi oraz określenie czasu zatrzymywania przenośnika do ewentualnego doboru i rozmieszczenia hamulców.

W obliczeniach dynamicznych przenośnika stosuje się zastępcze modele dyskretne [24, 42, 47, 54], w których przyjmuje się różne założenia upraszczające, dotyczące czterech kluczowych zagadnień: dyskretyzacji modelu, czyli podziału i rozlokowania wszystkich ruchomych mas skupionych w wybranych punktach przenośnika, opisu właściwości taśmy, zmienności oporów ruchu przenośnika w funkcji prędkości taśmy oraz przebiegu momentów rozruchowych z uwzględnieniem charakterystyk silników i zastosowanych sprzęgieł lub innych urządzeń rozruchowych.

7.1. Redukcja mas przenośnika taśmowego

Układ mechaniczny przenośnika taśmowego składa się z mas rozłożonych o ruchu postępowym (taśma oraz urobek) oraz wirujących mas wszystkich elementów obrotowych (krażniki, bębny, elementy przekładni mechanicznej, sprzęgła i wirniki silników układu napędowego). Jeżeli przenośnik ma ciężarowe urządzenie napinające, to w skład mas ruchomych, uwzględnianych w modelu fizycznym, wchodzi również masy obciążników. W modelach dyskretnych wszystkie elementy ruchome są zastąpione zredukowanymi masami skupionymi w wybranych punktach. Zasada redukcji mas opiera się na założeniu, że energia kinetyczna modelu zastępczego jest równa energii kinetycznej układu rzeczywistego [50]. Zazwyczaj przenośnik taśmowy opisywany jest modelem fizycznym złożonym z dwóch mas wirujących, związanych z bębniem czołowym i zwrotnym, oraz zależną od długości przenośnika liczbą mas rozlokowanych równomiernie w cięgnię górnym i cięgnię dolnym. Zastępując odcinek cięgna górnego o długości l_x masą zredukowaną m_{rg} (rys. 7.1), należy energię kinetyczną tej masy, wyrażoną równaniem

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot m_{rg} \cdot v_t^2, \quad (7.1)$$

porównać z energią kinetyczną układu rzeczywistego (urobku, taśmy i krążników górnych)

$$E_k = l_x \cdot \frac{1}{2} \cdot m_u \cdot v_t^2 + l_x \cdot \frac{1}{2} \cdot B \cdot m_t \cdot v_t^2 + \frac{l_x \cdot z_g}{l_g} \cdot \frac{1}{2} \cdot I_k \cdot \omega_k^2, \quad (7.2)$$

gdzie:

l_x – długość wydzielonego odcinka, m;

m_u – liniowa masa urobku, kg/m;

m_t – masa własna taśmy, kg/m²;

B – szerokość taśmy, m;

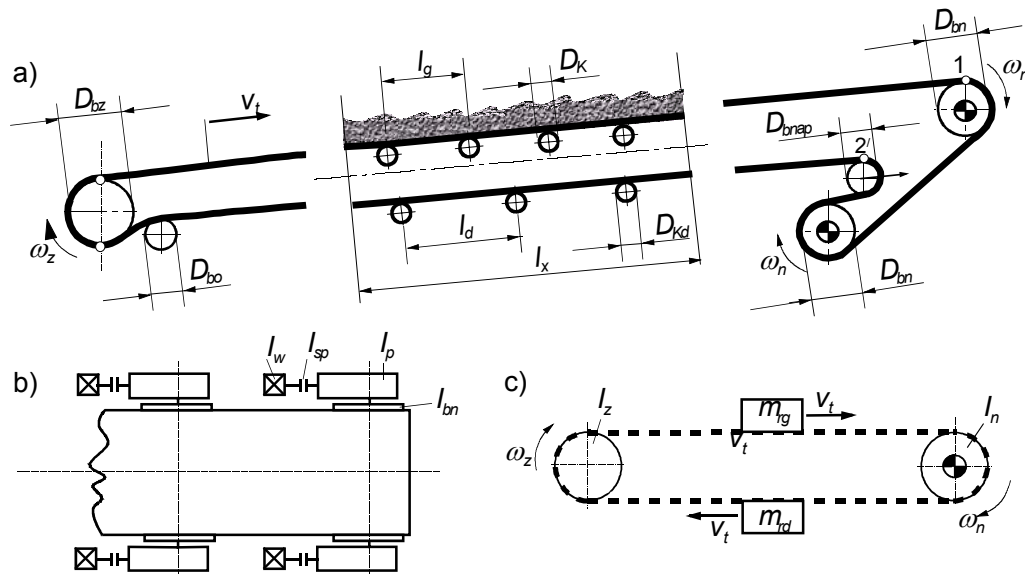
v_t – prędkość taśmy, m/s;

z_g – liczba krążników w zestawie górnym (najczęściej $z_g = 3$);

l_g – odległość zestawów krążnikowych w ciągnie górnym, m;

I_k – moment bezwładności części obrotowej krążnika górnego, kg·m²;

ω_k – prędkość kątowna krążnika górnego, s⁻¹.



Rys. 7.1. Schemat ilustrujący zasadę postępowania podczas wyznaczania mas zredukowanych:

a) rozmieszczenie wszystkich elementów ruchomych przenośnika; b) schemat napędu;

c) przykładowe uogólnione masy zredukowane: I_z – moment bezwładności na bębnie zwrotnym,

m_{rg} – zredukowana do ruchu postępowego masa wydzielonego odcinka cięgna górnego,

m_{rd} – zredukowana do ruchu postępowego masa wydzielonego odcinka cięgna dolnego,

I_n – moment bezwładności stacji napędowej

Na podstawie związku między prędkością kątową krążnika i prędkością liniową taśmy

$$v_t = \frac{D_K}{2} \cdot \omega_k \quad (7.3)$$

i porównaniu zależności (7.1) z (7.2) otrzymuje się po przekształceniach zredukowaną do ruchu postępowego masę odcinka cięgną górnego

$$m_{rg} = l_x \cdot (m_u + B \cdot m_t) + \frac{l_x \cdot I_k \cdot z_g}{l_g} \cdot \frac{4}{D_K^2} \quad (7.4)$$

Analogicznie można wyznaczyć zredukowaną do ruchu postępowego masę odcinka cięgną dolnego

$$m_{rd} = l_x \cdot B \cdot m_t + \frac{l_x \cdot I_{kd} \cdot z_d}{l_d} \cdot \frac{4}{D_{Kd}^2}, \quad (7.5)$$

gdzie:

l_x – długość wydzielonego odcinka, m;

m_t – masa własna taśmy, kg/m²;

z_d – liczba krążników w zestawie dolnym (najczęściej $z_d = 2$, a dla taśm wąskich $z_d = 1$);

l_g – odległość zestawów krążnikowych w cięgnie górnym, m;

l_d – odległość zestawów krążnikowych w cięgnie dolnym, m;

I_k – moment bezwładności części obrotowej krążnika górnego (bez osi oraz nie-obrotowych części łożyska i uszczelnienia), kg·m²;

I_{kd} – moment bezwładności części obrotowej krążnika dolnego, kg·m²;

D_K – średnica krążnika górnego, m;

D_{Kd} – średnica krążnika dolnego (jeżeli są to krążniki tarczowe z pierścieniami gumowymi, to jest to zewnętrzna średnica tych pierścieni), m.

Energia kinetyczna wirującej z prędkością kątową ω_n (rys. 7.1) masy zastępczej napędu

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I_{mw} \cdot \omega_n^2 \quad (7.6)$$

i musi być równa energii kinetycznej układu mechanicznego, obejmującego: bębny napędowe, bębny odchylające, wirniki silników, sprzęgła, przekładnie, taśmę, a w przypadku sztywnego urządzenia napinającego również bęben napinający (jeżeli urządzenie napinające znajduje się na stacji czołowej przenośnika). Po uwzględnieniu sprawności mechanicznej [50] energia kinetyczna układu napędowego przy przepływie mocy od silników do taśmy

$$E_k = z_{bn} \cdot \frac{1}{2} \cdot I_{bn} \cdot \omega_n^2 + \frac{1}{2} \cdot B \cdot m_t \cdot l_n \cdot v_t^2 + z_o \cdot \frac{1}{2} \cdot I_{bo} \cdot \omega_o^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{bcz} \cdot \omega_{cz}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{bnap} \cdot \omega_{nap}^2 + z_n \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{I_w + I_{sp} + I_p}{\eta_m} \cdot \omega_s^2 + (m_{rgn} + m_{rdn}) \cdot v_t^2, \quad (7.7)$$

gdzie:

- z_{bn} – liczba bębnow napędowych na stacji czołowej;
- z_n – liczba zespołów napędowych równa liczbie silników na czołowej stacji napędowej;
- z_o – liczba bębnow odchyłających na stacji czołowej;
- $I_{bn}, I_{bo}, I_{bnap}, I_{cz}$ – momenty bezwładności bębna napędowego, odchyłającego, napinającego i czołowego (jeżeli bęben czołowy nie jest bębniem napędowym), $\text{kg}\cdot\text{m}^2$;
- I_w, I_{sp}, I_p – moment bezwładności wirnika silnika, sprzęgła oraz przeliczony na wał wejściowy moment bezwładności przekładni, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$,
- η_m – sprawność mechaniczna układu napędowego,
- l_n – długość odcinka taśmy liczona od punktu nabiegania na pierwszy bęben napędowy do punktu zbiegania z ostatniego bębna napędowego, m;
- m_{rgn}, m_{rdn} – zredukowana do ruchu postępowego wg zal. (7.5) masa odcinka cięgna górnego i dolnego przypisana arbitralnie do masy wirującej napędu, kg.

Z porównania energii kinetycznych oraz na podstawie związków między prędkościami kątowymi poszczególnych elementów obrotowych otrzymuje się:

- dla bębna czołowego, napędowego i odchyłającego

$$\omega_{cz} \cdot \frac{D_{bcz}}{2} = \omega_o \cdot \frac{D_{bo}}{2} = \omega_n \cdot \frac{D_{bn}}{2}, \quad (7.8)$$

- dla bębna napinającego

$$\omega_{nap} \cdot \frac{D_{bnap}}{2} = \omega_n \cdot \frac{D_{bn}}{2}, \quad (7.9)$$

- dla części napędowej (szybkoobrotowej)

$$\frac{\omega_s}{\omega_n} = i_p. \quad (7.10)$$

Związek pomiędzy prędkością taśmy a prędkością obrotową bębna napędowego

$$v_t = \frac{D_{bn}}{2} \cdot \omega_n \quad (7.11)$$

umożliwia wyznaczenie momentu bezwładności zredukowanego na wał bębna napędowego w postaci

$$\begin{aligned} I_n = & z_{bn} \cdot I_{bn} + 4 \cdot B \cdot m_t \cdot l_n \cdot D_{bn}^2 + z_o \cdot I_{bo} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bo}} \right)^2 + I_{bcz} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bcz}} \right)^2 \\ & + I_{nap} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bnap}} \right)^2 + z_n \cdot i_p^2 \cdot \frac{I_w + I_{sp} + I_p}{\eta_m} + 4 \cdot (m_{rgn} + m_{rdn}) \cdot D_{bn}^2, \end{aligned} \quad (7.12)$$

gdzie:

$D_{bn}, D_{bcz}, D_{bo}, D_{bnap}$ – średnica bębna napędowego, czołowego (jeżeli nie jest to bęben napędowy), odchylającego i napinającego, m;

l_n – długość odcinka taśmy na stacji czołowej (od punktu 1 do punktu 2' wg rys. 7.1);

i_p – przełożenie mechaniczne przekładni napędu głównego.

Jeżeli przenośnik jest hamowany, to zmienia się kierunek przepływu strumienia mocy (od taśmy do napędu) i wtedy zredukowany na wał bębna napędowego moment bezwładności zgodnie z [50]

$$I_{nh} = z_{bn} \cdot I_{bn} + 4 \cdot B \cdot m_t \cdot l_n \cdot D_{bn}^2 + z_o \cdot I_{bo} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bo}} \right)^2 + I_{bcz} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bcz}} \right)^2 + I_{nap} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bnap}} \right)^2 + z_n \cdot i_p^2 \cdot (I_w + I_{sp} + I_p) \cdot \eta_{mh} + 4 \cdot (m_{rgn} + m_{rdn}) \cdot D_{bn}^2, \quad (7.13)$$

przy czym sprawność układu napędowego w warunkach hamowania wyznacza się z równania

$$\eta_{mh} = 2 - \frac{1}{\eta_m}. \quad (7.14)$$

Po analogicznych wyprowadzeniach dla mas związanych z bębniem zwrotnym uzyskuje się zależność na moment bezwładności elementów ruchomych zredukowany na wał bębna zwrotnego

$$I_z = I_{bz} + 4 \cdot B \cdot m_t \cdot l_z \cdot D_{bz}^2 + z_{oz} \cdot I_{bo} \cdot \left(\frac{D_{bz}}{D_{bo}} \right)^2 + 4 \cdot (m_{rgz} + m_{rdz}) \cdot D_{bn}^2 \quad (7.15)$$

gdzie:

I_{bz} – moment bezwładności bębna zwrotnego, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;

B – szerokość taśmy, m;

m_t – masa własna taśmy, kg/m^2 ;

D_{bz} – średnica bębna zwrotnego, m;

z_{oz} – liczba bębnow odchyłających na stacji zwrotnej przenośnika;

l_z – długość odcinka taśmy na stacji zwrotnej, m;

m_{rgz}, m_{rdz} – zredukowana do ruchu postępowego wg zależności (7.5) masa odcinka cięgną górnego i dolnego przypisana arbitralnie do masy wirującej na stacji zwrotnej, kg.

Jeżeli stacja zwrotna jest również stacją napędową, to we wzorze (7.15) – analogicznie do (7.12) lub (7.13) – należy uwzględnić momenty bezwładności obrotowych elementów napędu (silników, sprzęgieł, przekładni i bębnow napędowych) oraz sprawność mechaniczną układu.

Do wyznaczenia parametrów modelu zastępczego przenośnika niezbędna jest znajomość momentów bezwładności wszystkich elementów obrotowych. W razie braku danych katalogowych można skorzystać z wzorów przybliżonych. Dla krążnika górnego lub dolnego z płaszczem stalowym gładkim przybliżony moment bezwładności

$$I_k = 0,2 \cdot D_K^2 \cdot m_{kg}, \quad (7.16)$$

dla krążnika dolnego tarczowego (z pierścieniami gumowymi)

$$I_{kd} = 0,09 \cdot D_{Kd}^2 \cdot m_{kd}, \quad (7.17)$$

dla krążnika nadawowego (z pierścieniami gumowymi)

$$I_k = 0,12 \cdot D_K^2 \cdot m_{kg}, \quad (7.18)$$

gdzie:

D_K, D_{Kd} – średnica zewnętrzna krążnika górnego (nośnego lub nadawowego) oraz krążnika dolnego, m;

m_{kg}, m_{kd} – masa części obrotowej krążnika górnego (nośnego lub nadawowego) i krążnika dolnego, kg.

Podobne zależności przybliżone można zastosować do bębnow napędowych

$$I_{bn} = 180 \cdot D_{bn}^4 \cdot B \quad (7.19)$$

oraz pozostałych bębnow nienapędowych (zwrotnych, odchylających, zrzutowych i napinających)

$$I_{bo} = 156 \cdot D_{bo}^4 \cdot B, \quad (7.20)$$

gdzie:

D_{bn}, D_{bo} – średnica płaszczki bębna napędowego lub innego bębna nienapędowego, m;

B – szerokość taśmy, m.

W przenośniku z ciężarowym urządzeniem napinającym, w stanach nieustalonych przemieszcza się bęben napinający wraz z obciążnikami, co ma wpływ na przebieg sił w taśmie. Bęben napinający przemieszczany jest w specjalnych prowadnicach lub na specjalnym wózku jezdny i wtedy należy uwzględnić masę tego wózka. Ponadto przy wymaganych dużych siłach napinających taśmę bęben napinany jest pośrednio poprzez układ lin i wielokrążków i wówczas należy uwzględnić zarówno przełożenie, jak i sprawność wielokrążka, odpowiednio do kierunku przepływu strumienia mocy. Schemat do wyznaczania zastępczej masy obciążnika ciężarowego urządzenia napinającego przedstawiono na rysunku 7.2.

Przy ruchu obciążnika (lub obciążników w układzie zdwojonym – rys. 7.2.) w dół siła ciężkości jest siłą czynną, wówczas moc rozwijana przez napęd ciężarowy

$$P = m_{zast} \cdot g \cdot v_{obc}. \quad (7.21)$$

Czynna moc napinania taśmy

$$P = S_{\text{nap}} \cdot v_B \cdot \eta_{\text{nap}} \quad (7.22)$$

Iloraz prędkości obciążnika v_{obc} i bębna v_B jest przełożeniem wielokrążka i_{wk} , stąd w wyniku porównania mocy zapisanej równaniami (7.21) i (7.22) otrzymuje się

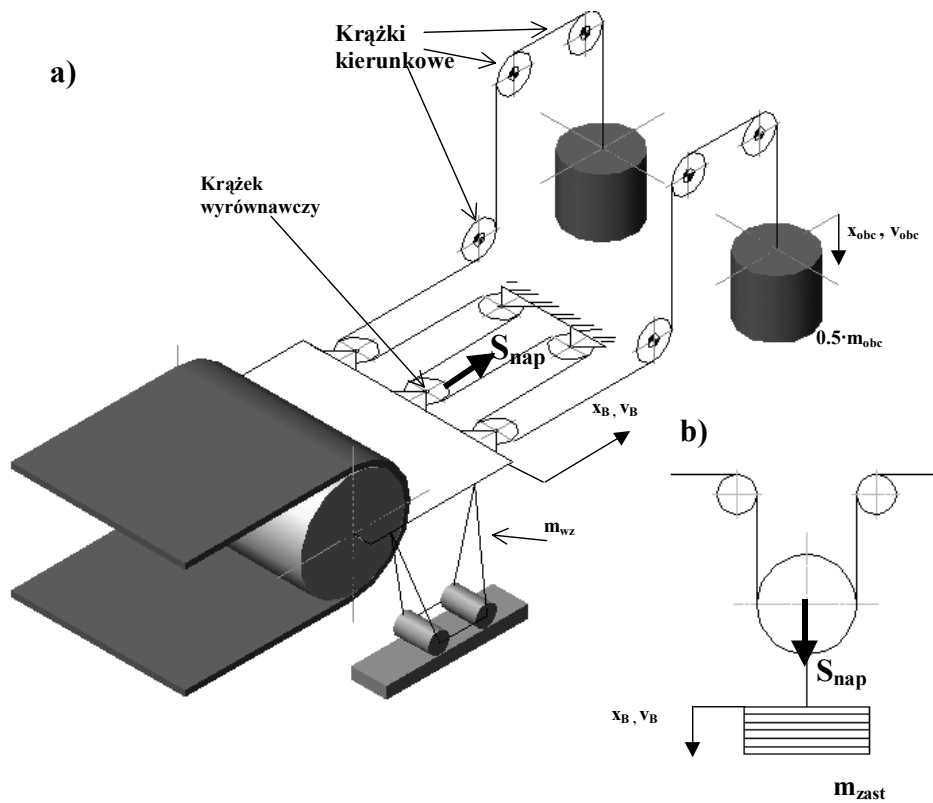
$$m_{\text{zast}} = m_{\text{obc}} \cdot i_{\text{wk}} \cdot \eta_{\text{nap}} \quad (7.23)$$

gdzie:

m_{obc} – masa obciążników ciężarowego urządzenia napinającego, kg;

i_{wk} – przełożenie mechaniczne wielokrążka zastosowanego w układzie napinania;

η_{nap} – sprawność mechaniczna układu napinania.



Rys 7.2. Ciężarowe urządzenie napinające taśmę:

- a) zdwojony układ z wielokrążkiem linowym oraz krażkami kierunkowymi,
b) zastępczy układ modelowy

Gdy zmieni się kierunek ruchu bębna i obciążnika, wówczas – ze względu na zmianę kierunku przepływu strumienia mocy – równanie wyznaczające masę zastępczą będzie miało postać

$$m_{\text{zast}} = \frac{m_{\text{obc}} \cdot i_{\text{wk}}}{\eta_{\text{naph}}}. \quad (7.24)$$

W urządzeniach napinających przenośników taśmowych na ogół stosuje się układy zdwojone, składające się z dwóch równoległych gałęzi o takim samym przełożeniu, często połączonych krążkiem wyrównawczym (rys. 7.2a). Jeżeli na drodze od wielokrążka do obciążnika występują krążki kierunkowe zmieniające tylko kierunek liny, a nie wpływające na przełożenie, to należy je uwzględnić, tak jak w szeregowym układzie mechanicznym [45]. Wówczas sprawność układu napinania jest sprawnością jednej gałęzi równoległej

$$\eta_{\text{nap}} = \eta_{\text{wk}} \cdot \eta_k^m \cdot \eta_{\text{wz}}, \quad (7.25)$$

gdzie:

- η_k – sprawność pojedynczego krążka (dla krążka łożyskowanego $\eta_k = 0,98 \div 0,99$);
- m – liczba krążków kierunkowych w jednej gałęzi równoległej układu zdwojonego (rys. 7.2a);
- η_{wk} – sprawność wielokrążka zastosowanego w układzie napinania (sprawność jednej gałęzi, jeżeli jest to układ zdwojony);
- η_{wz} – sprawność układu jezdnego, na którym posadowiony jest bęben napinający, lub sprawność układu ślizgowego, jeżeli bęben napinający przemieszcza się w prowadnicach.

Sprawność jednej gałęzi, która jest sprawnością całego wielokrążka [50], wyznacza się bez uwzględnienia krążka wyrównawczego (zaznaczonego na rys. 7.2a). Krążek ten łączy tylko dwie równoległe pracujące gałęzie i służy wyłącznie do kompensacji nierównomierności przemieszczeń lin w obu gałęziach. Sprawność układu wielokrążka

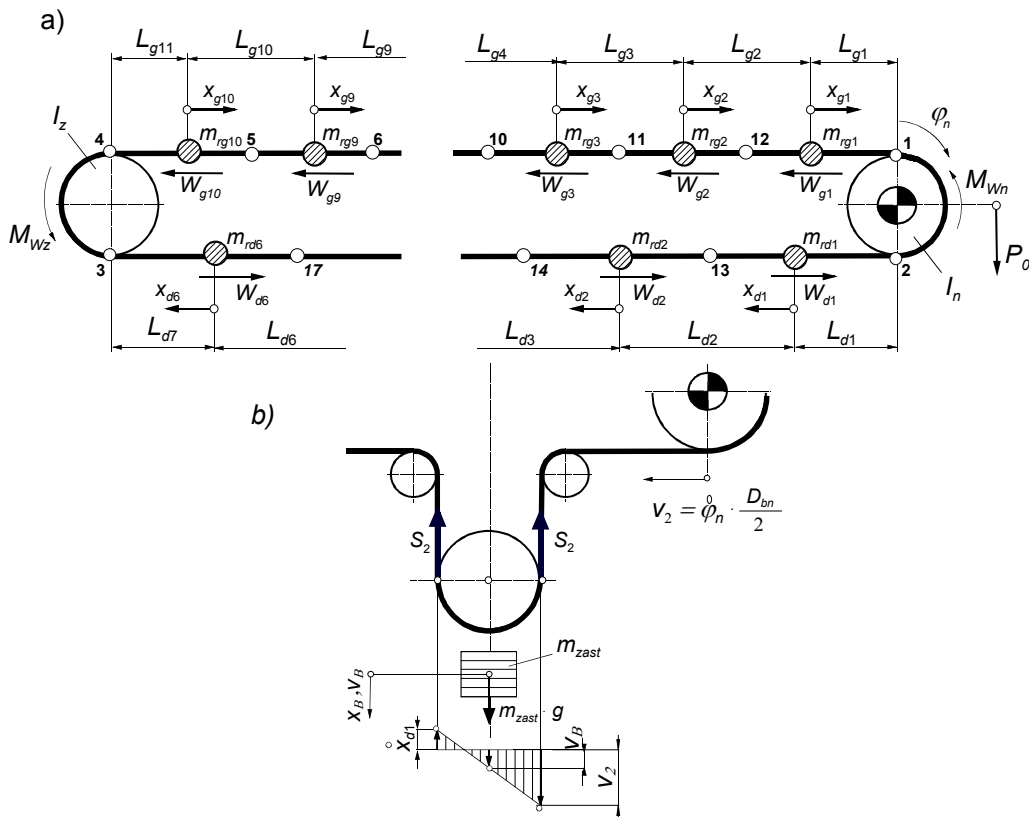
$$\eta_{\text{wk}} = \frac{1 - \eta_k^{n+1}}{(n+1) \cdot (1 - \eta_k)}. \quad (7.26)$$

Sprawność mechaniczna układu napinania zapisana równaniem (7.26) dotyczy przypadku, gdy obciążniki przemieszczają się w dół, wówczas mamy do czynienia z kierunkiem przepływu mocy od ciężarów napinających, poprzez układ wielokrążka i krążków kierunkowych i dalej przez układ przemieszczania bębna aż do taśmy. Przy przeciwnym przepływie strumienia energii (ruch obciążników w górę) sprawność układu napinania

$$\eta_{\text{naph}} = 2 - \frac{1}{\eta_{\text{nap}}}. \quad (7.27)$$

Według podanych zależności wyznacza się masy i momenty bezwładności modelu fizycznego przenośnika przedstawionego na rysunku 7.3. Liczbę mas skupionych, zastępujących ciężno dolne i górne, dobiera arbitralnie projektant. Należy pamiętać, że zbyt mała liczba mas może powodować błędne wyniki obliczeń, zbyt duża natomiast znacznie komplikuje i wydłuża przebieg obliczeń. Z dotychczasowych doświadczeń wynika, że liczba mas skupionych waha się w przedziale od kilkunastu do 100.

W badaniach symulacyjnych Kulinowskiego [47] wykazano, że przy zwiększeniu liczby mas zastępczych powyżej 22 nie wzrasta dokładność obliczeń. W przenośnikach krótkiej i średniej długości do 2000 m wystarczająco dobrym przybliżeniem jest przyjęcie 10 mas zastępczych w ciągu górnym i 6 mas zastępczych w ciągu dolnym, wraz z dodatkowymi masami wirującymi na stacji czołowej i zwrotnej [24] (w sumie 18 mas zastępczych). Podczas analizy bardzo długich przenośników o długości trasy powyżej 2000 m należy proporcjonalnie do długości zwiększać liczbę mas zastępczych. Jeżeli analizowany jest przenośnik o zmiennym kącie nachylenia trasy (patrz rys. 2.11), to dobrze jest, gdy każdy charakterystyczny odcinek trasy o określonym kącie nachylenia jest reprezentowany w modelu przynajmniej jedną masą zastępczą. Istnieje wówczas możliwość precyzyjnego uwzględnienia typowych zmian wypadkowych oporów ruchu (p. 7.5) z rozróżnieniem pędzenia i hamowania odcinka ciągu w różnych stanach załadowania urobkiem.



Rys. 7.3. Model dyskretny przenośnika taśmowego z dziesięcioma masami skupionymi w ciągu górnym oraz sześcioma masami w ciągu dolnym:
 a) przenośnik z okresowo przesuwającym bębniem napinającym,
 b) fragment modelu fizycznego z ciężarowym urządzeniem napinającym

Przykład obliczania masy zredukowanej napędu czołowego

Wyznaczyć masę zredukowaną stacji czołowej, na której taśma jest przewijana kolejno przez: bęben zrzutowy (nienapędowy), dwa bębny napędowe, dwa bębny odchylające oraz bęben napinający. Do stacji czołowej przypisany jest odcinek cięgna górnego długości 75 m oraz odcinek cięgna dolnego 25 m. Podstawowe dane do obliczeń [51]:

- taśma GTP-1000/2-2-1-1200: szerokość $B = 1,2$ m, masa jednostkowa $m_t = 24,5$ kg/m²;
- bęben czołowy (zrzutowy): średnica – $D_{bcz} = 1,0$ m, moment bezwładności – $I_{bcz} = 186$ kg·m²;
- bęben napędowy: liczba bębnow napędowych – $z_{bn} = 2$, średnica (wraz z okładzinami gumowymi) – $D_{bn} = 1,02$ m, moment bezwładności – $I_{bn} = 313$ kg·m²;
- bęben odchylający: liczba bębnow – $z_o = 2$, średnica – $D_{bo} = 0,8$ m, moment bezwładności – $I_{bo} = 82,5$ kg·m²;
- bęben napinający, średnica – $D_{bo} = 0,8$ m, moment bezwładności – $I_{bo} = 92$ kg·m²;
- zespół napędowy 132 kW: liczba silników $z_n = 4$, moment bezwładności wirnika silnika (SGPk-315/4 DAMEL) – $I_w = 1,82$ kg·m², moment bezwładności przekładni (zredukowany na wał wejściowy) – $I_p = 0,216$ kg·m², moment bezwładności sprzęgła typu SP-100 – $I_{sp} = 2,01$ kg·m², przełożenie przekładni KB 109 M-25 (FMG PIOMA) – $i_p = 24,96$, sprawność mechaniczna napędu $\eta_m = 0,94$;
- długość odcinka taśmy przewijanej na stacji napędowej $l_n = 102$ m;
- górne zestawy krążnikowe: liczba krążników w zestawie – $z_g = 3$, średnica – $D_k = 0,133$ m, moment bezwładności części obrotowej krążnika – $I_k = 0,028$ kg·m², odległość (rozstaw) zestawów – $l_g = 0,8$ m;
- dolne zestawy krążnikowe: liczba krążników w zestawie – $z_d = 2$, średnica – $D_{kd} = 0,133$ m, moment bezwładności części obrotowej krążnika – $I_{kd} = 0,041$ kg·m², odległość (rozstaw) zestawów – $l_d = 2,0$ m;
- stopień załadowania cięgna górnego $k_z = 0,25$, transportowany materiał – węgiel kamienny – $\rho = 900$ kg/m³, przekrój nominalny strugi urobku – $A_{nom} = 0,16037$ m².

Jednostkowa masa urobku w cięgnie górnym

$$m_u = A_{nom} \cdot \rho \cdot k_z = 0,16037 \cdot 900 \cdot 0,25 = 36,1 \text{ kg/m.}$$

Masa zredukowana części cięgna górnego długości $l_x = 75$ m przypisana do stacji czołowej według zależności (7.4)

$$m_{rgn} = l_x \cdot (m_u + B \cdot m_t) + \frac{l_x \cdot I_k \cdot z_g}{l_g} \cdot \frac{4}{D_k^2} = 75 \cdot (36,1 + 1,2 \cdot 24,5) + \frac{75 \cdot 0,028 \cdot 3}{0,8} \cdot \frac{4}{0,133^2} = 6693 \text{ kg.}$$

Zredukowana do ruchu postępowego masa odcinka cięgna dolnego długości $l_x = 25$ m przypisana do stacji czołowej, według zależności (7.5)

$$m_{rdn} = l_x \cdot B \cdot m_t + \frac{l_x \cdot I_{kd} \cdot z_d}{l_d} \cdot \frac{4}{D_{kd}^2}$$

$$= 25 \cdot 1,2 \cdot 24,5 + \frac{25 \cdot 0,041 \cdot 2}{2} \cdot \frac{4}{0,133^2} = 997 \text{ kg.}$$

Moment bezwładności stacji czołowej w warunkach pędzenia (przy przepływie mocy od silników do bębnow napędowych), czyli dla dodatniego przyspieszenia kątownego według wzoru (7.12)

$$I_n = z_{bn} \cdot I_{bn} + 4 \cdot B \cdot m_t \cdot l_n \cdot D_{bn}^2 + z_o \cdot I_{bo} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bo}} \right)^2 + I_{bcz} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bcz}} \right)^2 + I_{nap} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bnap}} \right)^2$$

$$+ z_n \cdot i_p^2 \cdot \frac{I_w + I_{sp} + I_p}{\eta_m} + 4 \cdot (m_{rgn} + m_{rdn}) \cdot D_{bn}^2 = 2 \cdot 313$$

$$+ 4 \cdot 1,2 \cdot 24,5 \cdot 102 \cdot 1,02^2 + 2 \cdot 82,5 \cdot \left(\frac{1,02}{0,8} \right)^2 + 186 \cdot \left(\frac{1,02}{1,0} \right)^2$$

$$+ 92 \cdot \left(\frac{1,02}{0,8} \right)^2 + 4 \cdot 24,96^2 \cdot \frac{1,82 + 2,01 + 0,216}{0,94}$$

$$+ 4 \cdot (6693 + 997) \cdot 1,02^2 = 56446 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Sprawność mechaniczna napędu w warunkach hamowania

$$\eta_{mh} = 2 - \frac{1}{\eta_m} = 2 - \frac{1}{0,94} = 0,936.$$

Po zmianie kierunku przepływu mocy zredukowany do ruchu obrotowego moment bezwładności stacji czołowej według wzoru (7.13)

$$I_{nh} = z_{bn} \cdot I_{bn} + 4 \cdot B \cdot m_t \cdot l_n \cdot D_{bn}^2 + z_o \cdot I_{bo} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bo}} \right)^2 + I_{bcz} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bcz}} \right)^2$$

$$+ I_{nap} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bnap}} \right)^2 + z_n \cdot i_p^2 \cdot (I_w + I_{sp} + I_p) \cdot \eta_{mh} + 4 \cdot (m_{rgn} + m_{rdn}) \cdot D_{bn}^2$$

$$= 2 \cdot 313 + 4 \cdot 1,2 \cdot 24,5 \cdot 102 \cdot 1,02^2 + 2 \cdot 82,5 \cdot \left(\frac{1,02}{0,8} \right)^2$$

$$+ 186 \cdot \left(\frac{1,02}{1,0} \right)^2 + 92 \cdot \left(\frac{1,02}{0,8} \right)^2 + 4 \cdot 24,96^2 \cdot (1,82 + 2,01$$

$$+ 0,216) \cdot 0,936 + 4 \cdot (6693 + 997) \cdot 1,02^2 = 55157 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Przykład obliczania ciężarowego układu napinającego

Dobrać masę obciążników i wyznaczyć parametry modelu dla urządzenia przedstawionego schematycznie na rysunku 7.2. Obliczenia przeprowadzić dla następujących danych:

- wymagana minimalna siła w taśmie w ruchu ustalonym w miejscu zbiegania z ostatniego bębna napędowego $S_0 = 5,25$ kN;
- przełożenie wielokrążka (układ równoległy tzw. zdwojony) – $i_{wk} = 3$ (w skład jednej gałęzi wielokrążka wchodzi po dwa krążki, czyli $n = 2$);
- sprawność pojedynczego krążka – $\eta_k = 0,98$;
- sprawność układu jezdnego wózka z bębniem napinającym – $\eta_{wz} = 0,95$;
- liczba krążków kierunkowych w jednej gałęzi – $m = 3$.

Przy założeniu takiej samej sprawności mechanicznej wszystkich krążków sprawność układu napinania przy ruchu obciążników w dół

$$\eta_{nap} = \eta_{wk} \cdot \eta_k^3 = \eta_{wk} \eta_k^3 = \frac{1 - \eta_k^{n+1}}{(n+1) \cdot (1 - \eta_k)} \cdot \eta_k^m \cdot \eta_{wz} = \frac{1 - 0,98^3}{3 \cdot (1 - 0,98)} \cdot 0,98^3 \cdot 0,95 = 0,83.$$

Po zmianie kierunku ruchu obciążników napinających taśmę zmienia się kierunek przepływu energii i sprawność zgodnie z (7.23)

$$\eta_{naph} = 2 - \frac{1}{\eta_{nap}} = 2 - \frac{1}{0,922} = 0,795.$$

Wymagana siła napinająca realizowana przez układ

$$S_{nap} = 2 \cdot S_0 = 2 \cdot 5250 = 10500 \text{ N}.$$

Masę obciążników (rozdzieloną na dwie symetrycznie rozmieszczone składowe zgodnie z rys. 7.2a) dobiera się na podstawie warunku sprzężenia ciernego ruchu ustalonego z odpowiednim zapasem (patrz rozdz. 2.)

$$m_{obc} = \frac{S_{nap}}{i_{wk} \cdot \eta_{nap} \cdot g} = \frac{10500}{3 \cdot 0,83 \cdot 9,81} = 429,8 \text{ kg}.$$

Masa zastępcza ciężarowego układu napinania przy ruchu obciążników w dół (dla $v_B > 0$)

$$m_{zast} = m_{obc} \cdot i_{wk} \cdot \eta_{nap} = 429,8 \cdot 3 \cdot 0,83 = 1068 \text{ kg}.$$

Przy ruchu obciążników w górę (dla $v_B < 0$) masa zastępcza

$$m_{zast} = \frac{m_{obc} \cdot i_{wk}}{\eta_{naph}} = \frac{429,8 \cdot 3}{0,795} = 1622 \text{ kg}.$$

7.2. Modelowanie właściwości taśmy

Masy skupione modelu przenośnika przedstawionego na rysunku 7.2 połączone są więziami sprężystymi z tłumieniem. Parametry sprężystości i tłumienia odwzorowują właściwości dynamiczne zastosowanej taśmy przenośnikowej. Taśmę można opisać modelem reologicznym dwu- lub trójparametrowym (patrz rozdz. 1.). Wystarczająco

dobrze przybliżenie opisu zachowania się taśmy w stanach nieustalonych przenośnika uzyskuje się, stosując model dwuparametrowy. Każdej masie skupionej w cięgnię górnym (rys. 7.3a) przypisana jest współrzędna liniowa x_{gi} , natomiast masie skupionej w cięgnię dolnym – współrzędna x_{di} (indeks i oznacza kolejny numer masy skupionej). Obrotowy ruch nieustalony mas wirujących o momentach bezwładności I_n (dla stacji napędowej) oraz I_z (dla stacji zwrotnej) opisują odpowiednio współrzędne kątowe φ_n i φ_z . Zakłada się, że w stanie spoczynku poziom siły napinającej taśmę jest stały i wynosi $S_0 = \text{const}$. Założenie to jest słuszne tylko w przypadku przenośnika z poziomo usytuowaną trasą lub trasą z niewielkim kątem nachylenia. Jeżeli do utrzymywania w stanie postoju przenośnika potrzebne są hamulce, to należy uwzględnić zmiany sił w taśmie, wynikające z oporów podnoszenia taśmy i urobku oraz statycznych oporów obracania kółek.

Dla przyjętego modelu fizycznego (rys. 7.3) siły w wydzielonych odcinkach taśmy, pomiędzy dwiema uogólnionymi masami skupionymi, zależą od przemieszczeń końców odcinka. Dla odcinka cięgna górnego L_{g1} , pomiędzy punktem 1 (punktem nabiegania na stację czołową) a masą skupioną m_{rg1} , siła w taśmie przy opisie modelem dwuparametrowym

$$S_1 = S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{g1}} \cdot \left[\left(\varphi_n \cdot \frac{D_{bn}}{2} - x_{g1} \right) + \tau_0 \cdot \left(\dot{\varphi}_n \cdot \frac{D_{bn}}{2} - \dot{x}_{g1} \right) \right]. \quad (7.28)$$

Siły na końcach kolejnych wydzielonych odcinków cięgna górnego od L_{g2} do L_{g11} (punkty od 12 malejąco do 5) będą miały podobne zależności

$$\begin{aligned} S_{12} &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{g2}} \cdot \left[(x_{g1} - x_{g2}) + \tau_0 \cdot (\dot{x}_{g1} - \dot{x}_{g2}) \right], \\ S_{11} &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{g3}} \cdot \left[(x_{g2} - x_{g3}) + \tau_0 \cdot (\dot{x}_{g2} - \dot{x}_{g3}) \right], \\ S_{10} &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{g4}} \cdot \left[(x_{g3} - x_{g4}) + \tau_0 \cdot (\dot{x}_{g3} - \dot{x}_{g4}) \right], \\ &\vdots \\ S_5 &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{g10}} \cdot \left[(x_{g9} - x_{g10}) + \tau_0 \cdot (\dot{x}_{g9} - \dot{x}_{g10}) \right], \\ S_4 &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{g11}} \cdot \left[\left(x_{g10} - \varphi_z \cdot \frac{D_{bz}}{2} \right) + \tau_0 \cdot \left(\dot{x}_{g10} - \dot{\varphi}_z \cdot \frac{D_{bz}}{2} \right) \right]. \end{aligned} \quad (7.29)$$

W równaniach (7.28) i (7.29) pochodne po czasie przemieszczeń są prędkościami taśmy w punktach umiejscowienia mas skupionych, czyli

$$\begin{aligned}
\dot{x}_{gi} &= \frac{dx_{gi}}{dt} = v_i, \\
\dot{\varphi}_n &= \frac{d\varphi_n}{dt} = \omega_n, \\
\dot{\varphi}_z &= \frac{d\varphi_z}{dt} = \omega_z.
\end{aligned} \tag{7.30}$$

Siły w charakterystycznych punktach wydzielonych odcinków cięgna dolnego można zapisać analogicznymi równaniami

$$\begin{aligned}
S_2 &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{d1}} \cdot \left[\left(x_{d1} - \varphi_n \cdot \frac{D_{bn}}{2} \right) + \tau_0 \cdot \left(\dot{x}_{d1} - \dot{\varphi}_n \cdot \frac{D_{bn}}{2} \right) \right], \\
S_{13} &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{d2}} \cdot \left[(x_{d2} - x_{d1}) + \tau_0 \cdot (\dot{x}_{d2} - \dot{x}_{d1}) \right], \\
S_{14} &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{d3}} \cdot \left[(x_{d3} - x_{d2}) + \tau_0 \cdot (\dot{x}_{d3} - \dot{x}_{d2}) \right], \\
&\vdots \\
S_{17} &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{d6}} \cdot \left[(x_{d6} - x_{d5}) + \tau_0 \cdot (\dot{x}_{d6} - \dot{x}_{d5}) \right], \\
S_3 &= S_0 + \frac{B \cdot E}{L_{d7}} \cdot \left[\left(\varphi_z \cdot \frac{D_{bz}}{2} - x_{d6} \right) + \tau_0 \cdot \left(\dot{\varphi}_z \cdot \frac{D_{bz}}{2} - \dot{x}_{d6} \right) \right],
\end{aligned} \tag{7.31}$$

gdzie:

- S_0 – siła w taśmie przed rozruchem, N;
- B – szerokość taśmy, m;
- E – moduł taśmy dla modelu dwuparametrowego, N/m;
- τ_0 – stała czasowa modelu dwuparametrowego, s;
- D_{bn} – średnica bębna napędowego, m;
- D_{bz} – średnica bębna zwrotnego, m;
- L_{gi}, L_{di} – długości wydzielonych odcinków cięgna górnego i dolnego, m.

7.3. Równania ruchu dla modelu przenośnika

Każdej z mas skupionych przypisuje się wektor oporów ruchu. Ruchowi obrotowemu masy skupionej na stacji czołowej przeciwdziała moment oporu M_{Wn} , który wynika z przeliczenia wszystkich oporów ruchu na stacji czołowej po dodaniu połowy oporów ruchu odcinka cięgna górnego L_{g1} i połowy oporów ruchu odcinka cięgna dolnego L_{d1} . Podobnie moment oporu na bębnie zwrotnym M_{Wz} przelicza się

z uwzględnieniem oporów ruchu na bębnach stacji zwrotnej oraz połowę oporów ruchu odcinka cięгна górnego L_{g11} i połowę oporów ruchu odcinka cięгна dolnego L_{d7} . Każdej z pozostałych mas skupionych w cięgni dolnym lub górnym przypisuje się po połowie oporów ruchu dwóch odcinków taśm, które ta masa oddziela. W ten sposób otrzymuje się ciąg dziesięciu wektorów: $W_{g1} \div W_{g10}$ dla cięгна górnego oraz ciąg sześciu wektorów: $W_{d1} \div W_{d6}$ dla cięгна dolnego. Do tego dochodzą dwa momenty oporów ruchu na stacji czołowej M_{Wn} i stacji zwrotnej M_{Wz} .

Równanie ruchu obrotowego masy skupionej na stacji czołowej przedstawia się następująco

$$(S_1 - S_2) \cdot \frac{D_{bn}}{2} + M_{Wn} + I_n \cdot \ddot{\varphi}_n = M_0, \quad (7.32)$$

gdzie M_0 – zredukowany na wał bębna napędowego moment czynny od wszystkich jednostek napędowych ($M_0 = P_0 \cdot D_{bn}/2$), N·m.

Analogiczne równanie dla bębna zwrotnego będzie miało postać

$$(S_4 - S_3) \cdot \frac{D_{bn}}{2} = M_{Wz} + I_z \cdot \ddot{\varphi}_z. \quad (7.33)$$

Równania ruchu mas skupionych w cięgni górnym można zapisać dziesięcioma równaniami:

$$\begin{aligned} S_1 &= S_{12} + W_{g1} + m_{rg1} \cdot \ddot{x}_{g1} \\ S_{12} &= S_{11} + W_{g2} + m_{rg2} \cdot \ddot{x}_{g2}, \\ S_{11} &= S_{10} + W_{g3} + m_{rg3} \cdot \ddot{x}_{g3}, \\ &\vdots \\ S_6 &= S_5 + W_{g9} + m_{rg9} \cdot \ddot{x}_{g9}, \\ S_5 &= S_4 + W_{g10} + m_{rg10} \cdot \ddot{x}_{g10}. \end{aligned} \quad (7.34)$$

Ciąg zależności (7.32)–(7.34) uzupełnia układ sześciu równań ruchu mas skupionych w cięgni dolnym.

Dla urządzenia napinającego taśmę z okresowo przemieszczanym bębniem równanie ruchu odcinka cięгна dolnego L_{d1} będzie miało zapis

$$S_{13} = S_2 + W_{d1} + m_{rd1} \cdot \ddot{x}_{d1}. \quad (7.35)$$

Jeżeli taśma będzie napinana za pomocą urządzenia ciężarowego, przedstawionego w uproszczony sposób na rysunku 7.3b, to w modelu matematycznym pojawi się jeszcze jedna masa ruchoma m_{zast} , której ruch postępowy (w górę lub dół) opisuje współrzędna x_B . Siła w taśmie na odcinku L_{d1} będzie wtedy zapisana w postaci

$$S_2 = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{zast}} \cdot (g - \dot{x}_B) = S_0 - \frac{1}{2} \cdot m_{\text{zast}} \cdot \ddot{x}_B. \quad (7.36)$$

Z rozkładu prędkości na bębnie napinającym wynika

$$v_B = \frac{1}{2} \cdot (v_2 - \dot{x}_{d1}),$$

czyli

$$\ddot{x}_B = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} \cdot \ddot{\varphi}_n - \ddot{x}_{d1} \right), \quad (7.37)$$

a zatem w przypadku ciężarowego urządzenia napinającego zamiast równania (7.35) pojawi się zależność

$$S_{13} = S_0 - \frac{1}{4} \cdot m_{\text{zast}} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{2} \cdot \ddot{\varphi}_n - \ddot{x}_{d1} \right) + W_{d1} + m_{rd1} \cdot \ddot{x}_{d1}. \quad (7.38)$$

W równaniu (7.38) występuje masa zastępcza ciężarowego urządzenia napinającego m_{zast} , którą w przypadku ruchu ciężaru napinającego w dół, czyli dla $\dot{x}_B \geq 0$ wyznacza się z zależności (7.23), natomiast przy ruchu przeciwnym – z równania (7.24). Pozostałe pięć równań ruchu mas skupionych w cięgnie dolnym będzie miało następujący zapis

$$\begin{aligned} S_{14} &= S_{13} + W_{d2} + m_{rd2} \cdot \ddot{x}_{d2}, \\ &\vdots \\ S_{17} &= S_{16} + W_{d5} + m_{rd5} \cdot \ddot{x}_{d5}, \\ S_3 &= S_{16} + W_{d6} + m_{rd6} \cdot \ddot{x}_{d6}. \end{aligned} \quad (7.39)$$

Jeżeli w równaniach ruchu poszczególnych mas uwzględnimy równania sił w taśmie, to wyeliminowany zostanie parametr S_0 i uzyska się układ osiemnastu równań różniczkowych. Liczba równań wynika z sumy dziesięciu mas skupionych w cięgnie górnym, sześciu mas skupionych w cięgnie dolnym oraz dwóch mas wirujących na stacji czołowej i zwrotnej. Dla zastępczej masy obrotowej skupionej na bębnie czołowym równanie to po przekształceniach będzie miało postać

$$\begin{aligned} I_n \cdot \ddot{\varphi}_n + B \cdot E \cdot \frac{D_{bn}^2}{4} \cdot \left(\frac{1}{L_{g1}} + \frac{1}{L_{d1}} \right) \cdot (\varphi_n + \tau_0 \cdot \dot{\varphi}_n) - \frac{B \cdot E}{L_{d1}} \cdot \frac{D_{bn}}{2} \cdot (x_{d1} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d1}) \\ - \frac{B \cdot E}{L_{g1}} \cdot \frac{D_{bn}}{2} \cdot (x_{g1} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g1}) + M_{Wn} = M_0. \end{aligned} \quad (7.40)$$

Analogiczne równania ruchu dla dziesięciu mas skupionych w cięgnie górnym można zapisać następująco:

$$\begin{aligned}
& m_{rg1} \cdot \ddot{x}_{g1} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{g1}} + \frac{1}{L_{g2}} \right) \cdot (x_{g1} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g1}) - B \cdot E \cdot \frac{D_{bn}}{2 \cdot L_{g1}} \cdot (\varphi_n + \tau_0 \cdot \dot{\varphi}_n) \\
& \quad - \frac{B \cdot E}{L_{g2}} \cdot (x_{g2} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g2}) + W_{g2} = 0, \\
& m_{rg2} \cdot \ddot{x}_{g2} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{g2}} + \frac{1}{L_{g3}} \right) \cdot (x_{g2} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g2}) - \frac{B \cdot E}{L_{g2}} \cdot (x_{g1} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g1}) \\
& \quad - \frac{B \cdot E}{L_{g3}} \cdot (x_{g3} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g3}) + W_{g3} = 0, \\
& m_{rg3} \cdot \ddot{x}_{g3} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{g3}} + \frac{1}{L_{g4}} \right) \cdot (x_{g3} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g3}) - \frac{B \cdot E}{L_{g3}} \cdot (x_{g2} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g2}) \\
& \quad - \frac{B \cdot E}{L_{g4}} \cdot (x_{g4} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g4}) + W_{g4} = 0, \\
& \quad \vdots \\
& m_{rg9} \cdot \ddot{x}_{g9} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{g9}} + \frac{1}{L_{g10}} \right) \cdot (x_{g9} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g9}) - \frac{B \cdot E}{L_{g9}} \cdot (x_{g8} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g8}) \\
& \quad - \frac{B \cdot E}{L_{g10}} \cdot (x_{g10} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g10}) + W_{g9} = 0, \tag{7.41} \\
& m_{rg10} \cdot \ddot{x}_{g10} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{g10}} + \frac{1}{L_{g11}} \right) \cdot (x_{g10} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g10}) - \frac{B \cdot E}{L_{g10}} \cdot (x_{g9} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g9}) \\
& \quad - \frac{B \cdot E}{L_{g11}} \cdot \frac{D_{bz}}{2} \cdot (\varphi_z + \tau_0 \cdot \dot{\varphi}_z) + W_{g10} = 0,
\end{aligned}$$

Równanie ruchu obrotowego masy skupionej na bębnie zwrotnym będzie miało postać

$$\begin{aligned}
& I_z \cdot \ddot{\varphi}_z + B \cdot E \cdot \frac{D_{bz}^2}{4} \cdot \left(\frac{1}{L_{g11}} + \frac{1}{L_{d7}} \right) \cdot (\varphi_z + \tau_0 \cdot \dot{\varphi}_z) \\
& \quad - \frac{B \cdot E}{L_{g11}} \cdot \frac{D_{bz}}{2} \cdot (x_{g10} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{g10}) - \frac{B \cdot E}{L_{d7}} \cdot \frac{D_{bn}}{2} \cdot (x_{d6} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d6}) + M_{Wz} = 0. \tag{7.42}
\end{aligned}$$

Układ uzupełniają równania ruchu mas zastępczych skupionych w ciągnie dolnym

$$\begin{aligned}
& m_{rd6} \cdot \ddot{x}_{d6} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{d7}} + \frac{1}{L_{d6}} \right) \cdot (x_{d6} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d6}) \\
& - \frac{B \cdot E}{L_{d7}} \cdot \frac{D_{bz}}{2} \cdot (\varphi_z + \tau_0 \cdot \dot{\varphi}_z) - \frac{B \cdot E}{L_{d6}} \cdot (x_{d5} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d5}) + W_{d6} = 0, \\
& m_{rd5} \cdot \ddot{x}_{d5} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{d6}} + \frac{1}{L_{d5}} \right) \cdot (x_{d5} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d5}) \\
& - \frac{B \cdot E}{L_{d6}} \cdot (x_{d6} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d6}) - \frac{B \cdot E}{L_{d5}} \cdot (x_{d4} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d4}) + W_{d5} = 0, \\
& \vdots \\
& m_{rd2} \cdot \ddot{x}_{d2} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{d3}} + \frac{1}{L_{d2}} \right) \cdot (x_{d2} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d2}) \\
& - \frac{B \cdot E}{L_{d3}} \cdot (x_{d3} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d3}) - \frac{B \cdot E}{L_{d2}} \cdot (x_{d1} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d1}) + W_{d2} = 0.
\end{aligned} \tag{7.43}$$

Ostatnim równaniem jest równanie ruchu odcinka L_{d1} , które dla urządzenia z okresowo przesuwającym bębniem będzie miało postać

$$\begin{aligned}
& m_{rd1} \cdot \ddot{x}_{d1} + B \cdot E \cdot \left(\frac{1}{L_{d2}} + \frac{1}{L_{d1}} \right) \cdot (x_{d1} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d1}) - \frac{B \cdot E}{L_{d2}} \cdot (x_{d2} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d2}) \\
& - \frac{B \cdot E}{L_{d1}} \cdot \frac{D_{bn}}{2} \cdot (\varphi_n + \tau_0 \cdot \dot{\varphi}_n) + W_{d1} = 0
\end{aligned} \tag{7.44}$$

lub w przypadku ciężarowego urządzenia napinającego

$$\begin{aligned}
& \left(m_{rd1} + \frac{1}{4} \cdot m_{zast} \right) \cdot \ddot{x}_{d1} + B \cdot E \cdot \frac{1}{L_{d2}} \cdot (x_{d1} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d1}) - \frac{B \cdot E}{L_{d2}} \cdot (x_{d2} + \tau_0 \cdot \dot{x}_{d2}) \\
& - \frac{D_{bn}}{8} \cdot \ddot{\varphi}_n \cdot m_{zast} + W_{d1} = 0.
\end{aligned} \tag{7.45}$$

Rozwiązaniem wyprowadzonego układu równań różniczkowych są czasowe przebiegi sił w wydzielonych punktach oraz przebiegi prędkości taśmy. Przeważnie analizowane są siły w miejscu nabiegania i zbiegania ze stacji napędowej (punkty 1 i 2) oraz prędkości taśmy na bębnie czołowym i zwrotnym. Prędkości te uzyskuje się z przeliczenia prędkości kątowych na tych bębnach.

7.4. Modelowanie napędu

W analizowanym modelu przenośnika po prawej stronie równania ruchu każdej masy skupionej, która wiąże się z napędem, pojawia się skończona wartość momentu czynnego. W przedstawionym układzie równań przenośnika z czołowym napędem głównym moment czynny M_0 występuje w równaniu (7.32), a następnie w końcowym równaniu (7.40). Jeżeli przenośnik ma, oprócz napędu czołowego, dodatkowy napęd zwrotny, to po prawej stronie równania ruchu stacji zwrotnej (7.42) pojawi się również wartość momentu rozwijanego przez jednostki napędowej na tej stacji. W obu przypadkach będzie to zredukowany na wał bębna moment rozwijany przez jednostki napędowe. Podczas obliczania momentu zredukowanego na wał bębna korzysta się z warunku mocy [50], z jednoczesnym uwzględnieniem sprawności napędu i kierunku przepływu strumienia mocy. W najbardziej typowym przypadku pracy napędu, czyli w warunkach pędzenia taśmy (przepływ strumienia mocy od silników poprzez sprzęgła, przekładnie, bębny napędowe do taśmy (na łukach opasania))

$$M_0 = \frac{z_n \cdot M_{\text{roz}} \cdot i_p}{\eta_m}, \quad (7.46)$$

gdzie:

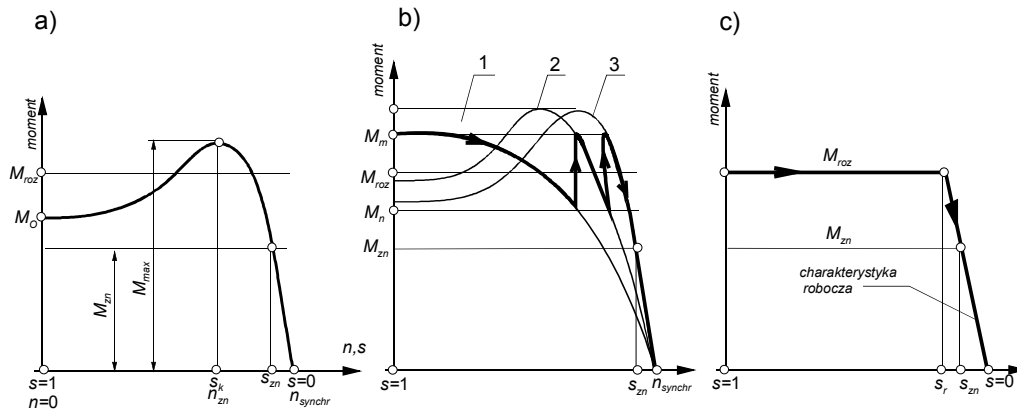
- z_n – liczba silników na stacji napędowej,
- M_{roz} – moment rozwijany przez pojedynczy silnik, N·m;
- i_p – przełożenie mechaniczne przekładni napędu głównego;
- η_m – sprawność napędu (obejmująca sprawność: silnika, sprzęgła, przekładni i bębna).

Gdy silniki napędu głównego hamują taśmę, zmienia się kierunek działania momentu na przeciwny i wówczas [50]

$$M_{0h} = z_n \cdot M_{\text{roz}} \cdot i_p \cdot \eta_{mh}, \quad (7.47)$$

przy czym sprawność hamowania należy przeliczyć zgodnie z (2.39).

Podstawowym zagadnieniem modelowania napędu jest opis zmian momentu rozwijanego przez pojedynczy silnik. Podanie przebiegu momentu bezpośrednio w funkcji czasu nie jest możliwe. Znane są jedynie charakterystyki mechaniczne silników opisujące zależność momentu silnika od jego poślizgu lub obrotów (prędkości kątowej). W przenośnikach taśmowych stosuje się zazwyczaj silniki asynchroniczne prądu zmiennego klatkowe lub pierścieniowe, których typowe charakterystyki mechaniczne przedstawiono na rysunku 7.4.



Rys. 7.4. Poglądowe przebiegi momentu rozruchowego silnia asynchronicznego prądu zmiennego:
 a) dla silnika klatkowego,
 b) dla silnika pierścieniowego z trzystopniowym opornikiem w obwodzie wirnika,
 c) uproszczona charakterystyka modelowa

Przebieg momentu rozruchowego dowolnego silnika asynchronicznego (rys. 7.4) rozpoczyna się od zerowych obrotów ($n = 0$) i poślizgu $s = 1$, wówczas moment rozruchowy ma wartość początkową M_0 . Ważne jest, aby moment początkowy, realizowany przez wszystkie zainstalowane w napędzie głównym silniki, przewyższał statyczne opory ruchu przonośnika, ponieważ jest to podstawowy warunek powstania tzw. nadwyżki dynamicznej, dzięki której następuje przyspieszanie wszystkich elementów ruchomych przonośnika. Im większa jest nadwyżka dynamiczna, tym szybciej przebiega rozruch, ale tym większe są również chwilowe siły w taśmie. Charakter przebiegu momentu obrotowego na wale silnika asynchronicznego zależy od konstrukcji i typu silnika. Ponadto moment ten jest odwrotnie proporcjonalny do częstotliwości i wprost proporcjonalny do kwadratu napięcia, a co za tym idzie – jest on bardzo czuły na zmianę napięcia i wyższe składowe harmoniczne w sieci elektrycznej zasilającej silnik. Przyjmując stałe napięcie zasilania oraz stałą częstotliwość prądu zasilającego silnik, przebieg momentu rozruchowego silnika asynchronicznego prądu zmiennego można opisać przybliżonym równaniem Klossa

$$M(s) = \frac{2 \cdot M_{\max}}{\frac{s_k}{s} + \frac{s}{s_k}}, \quad (7.48)$$

w którym:

M_{\max} – moment maksymalny rozwijany przez silnik, N·m;

s_k – poślizg krytyczny (pojawiający się przy momencie maksymalnym);

s – poślizg chwilowy.

W katalogach silników podaje się zazwyczaj moment znamionowy M_{zn} , moment maksymalny M_{max} oraz obroty znamionowe n_{zn} i synchroniczne n_{synchr} . Pozwala to na wyznaczenie poślizgu znamionowego

$$s_{zn} = \frac{n_{synchr} - n_{zn}}{n_{synchr}} = 1 - \frac{n_{zn}}{n_{synchr}}. \quad (7.49)$$

Z wzoru Klossa (7.48) dla warunków znamionowych

$$M_{zn} = \frac{2 \cdot M_{max}}{\frac{s_k}{s_{zn}} + \frac{s_{zn}}{s_k}} \quad (7.50)$$

wyznacza się poślizg krytyczny

$$s_k = s_{zn} \cdot \left[\frac{M_{max}}{M_{zn}} + \sqrt{\left(\frac{M_{max}}{M_{zn}} \right)^2 - 1} \right]. \quad (7.51)$$

Jeżeli celem obliczeń dynamicznych jest analiza sił w taśmie w stanach nieustalonych przenośnika, to z zadowalającą dokładnością można przyjąć uproszczony model silnika przedstawiony na rysunku 7.4c [24]. Przy tak daleko idącym uproszczeniu zakłada się stały moment rozruchowy silnika $M_{roz} = \text{const}$ aż do osiągnięcia obrotów granicznych n_r oraz poślizgu granicznego s_r (rys. 7.4c). Po przekroczeniu tych wartości granicznych praca silnika przebiega według tzw. charakterystyki roboczej. Poślizgi silnika są wtedy mniejsze od poślizgu krytycznego i dążą do zera. Wówczas wyrażenie s/s_k we wzorze (7.49) można pominąć, a przebieg momentu będzie funkcją liniową

$$M_{roz} \approx \frac{2 \cdot M_{max}}{s_k} \cdot s \approx \frac{M_{zn}}{s_{zn}} \cdot s = A \cdot s. \quad (7.52)$$

Zamodelowanie końcowej fazy rozruchu charakterystyką roboczą silnika gwarantuje osiągnięcie stanu równowagi modelu, czyli doprowadzenie do ruchu ustalonego. Na tej części charakterystyki można również zamodelować hamowanie nadsynchroniczne silnika (po przekroczeniu obrotów synchronicznych moment rozwijany przez silnik ma wartość ujemną).

Podczas analizy obciążeń dynamicznych w sprzęgle przekładni lub w sieci elektrycznej zasilającej układ napędowy przenośnika opis momentu rozruchowego za pomocą uproszczonej charakterystyki mechanicznej silnika, przedstawionej na rysunku 7.4, jest mało precyzyjny. Można wtedy skorzystać z bardziej skomplikowanych modeli silnika elektrycznego, z jednoczesnym maksymalnym uproszczeniem modelu części mechanicznej przenośnika (z minimalną liczbą mas zredukowanych) [54].

W przypadku silnika klatkowego (rys. 7.4a) średni moment rozruchowy można wyznaczyć, całkując równanie Klossa względem poślizgu chwilowego s . Jako granice całkowania przyjmuje się wtedy poślizg początkowy $s = 1$ oraz poślizg znamionowy s_{zn}

$$M_{roz} = \frac{1}{1-s_{zn}} \cdot \int_{s_{zn}}^1 \frac{2 \cdot M_{max}}{\left(\frac{s}{s_k} + \frac{s_k}{s}\right)} \cdot ds = \frac{2 \cdot s_k}{1-s_{zn}} \cdot M_{max} \cdot \ln \left(\frac{1+s_k^2}{s_{zn}^2+s_k^2} \right). \quad (7.53)$$

Punkt przecięcia dwóch linii prostych, z których składa się uproszczona charakterystyka silnika, wyznacza się z równania

$$M_{roz} = A \cdot s_r, \quad (7.54)$$

czyli

$$s_r = \frac{M_{roz}}{A}. \quad (7.55)$$

Rozruch silników pierścieniowych przeprowadza się wielostopniowo, przełączając kolejno opory w obwodzie wirnika. W przypadku zastosowania opornika trójstopniowego silnik ma trzy stopnie rozruchowe. Pierwsza faza rozruchu (pierwszy stopień rozruchowy) odbywa się według charakterystyki wewnętrznej 1 (rys. 7.4b) i wówczas moment zmienia się od wartości maksymalnej M_m do wartości minimalnej M_n . W chwili osiągnięcia przez silnik założonego minimalnego momentu M_n następuje przełączenie na drugi stopień rozruchowy i moment zmienia się zgodnie z charakterystyką wewnętrzną 2. Czas przełączenia na drugi stopień rozruchowy dobiera się tak, aby moment ponownie zmieniał się od wartości M_m . Z chwilą osiągnięcia na drugim stopniu rozruchowym poziomu minimalnego M_n następuje kolejne przełączenie na charakterystykę zewnętrzną 3. Jeżeli napęd główny przonośnika składa się z kilku jednostek napędowych, to można dokonywać przełączenia oporów sekwencyjnie i wówczas liczba tzw. stopni rozruchowych całego napędu będzie iloczynem liczby silników i liczby stopni rozruchowych pojedynczego silnika. Dobór stopni rozruchowych oraz czasów ich przełączania przeprowadza się tak, aby moment rozruchowy zawierał się w przedziale od założonej wartości maksymalnej M_m do wartości minimalnej M_n . Im większa jest liczba stopni rozruchowych napędu, tym bardziej średni moment rozruchowy M_{roz} zbliża się do średniej arytmetycznej z momentów M_n i M_m . W modelach obliczeniowych przonośnika z wielostopniowym rozruchem silników pierścieniowych przyjmuje się, że do osiągnięcia poślizgu granicznego s_r średni moment rozruchowy jest stały

$$M_{roz} = \frac{M_n + M_m}{2}. \quad (7.56)$$

Po przekroczeniu obrotów odpowiadających poślizgowi s_r zmiany momentu odwzorowuje liniowa charakterystyce robocza silnika, przy czym wartość graniczna poślizgu

$$s_r = \frac{M_{roz}}{A} = \frac{M_n + M_m}{2 \cdot M_{zn}} \cdot s_{zn}, \quad (7.57)$$

gdzie:

M_n – ustalona przez projektanta wielkość minimalna momentu rozruchowego, N·m;

M_m – ustalona przez projektanta maksymalna wartość momentu rozruchowego, N·m;

M_{zn} – moment znamionowy silnika, N·m;

s_{zn} – poślizg znamionowy silnika.

W przenośnikach z napędami głównymi dużej mocy (do kilku tysięcy kilowatów) stosuje się na ogół silniki asynchroniczne prądu zmiennego z wielostopniowymi rozrusznikami oporowymi. Wówczas na etapie projektowania przyjmuje się przeciętnie dla pojedynczego silnika moment maksymalny na poziomie $M_m = 1,6 \div 1,9 M_{zn}$ oraz moment minimalny $M_n = 0,9 \div 1,1 M_{zn}$. Odpowiednio do tych założeń projektant części elektrycznej napędu dobiera: stopnie rozruchowe, wartość oporów na poszczególnych stopniach oraz czasy przełączania kolejnych stopni rozruchowych. Po zastosowaniu wielostopniowego rozruchu charakterystyka napędu będzie miała przebieg taki, jak na rysunku 7.4b. Dla symulacyjnych obliczeń dynamicznych przenośnika wystarcza to do określenia średniego momentu rozruchowego.

Przedstawione dotychczas założenia modelowe napędu dotyczą rozwiązań konstrukcyjnych ze sprzęgłami sztywnymi (napędy małej mocy) lub sprzęgłami elastycznymi (napędy średniej i dużej mocy). Często w przenośnikach taśmowych stosuje się sprzęgła hydrokinetyczne [1, 2, 47, 51, 54]. Jeżeli zastosowane są sprzęgła hydrokinetyczne ze stałym napełnieniem, to przebieg momentu rozruchowego na wale bębna napędowego (rys. 7.5a) jest bardziej łagodny w stosunku do charakterystyki silnika, a tym samym bardziej zbliżony do przebiegu modelowego pokazanego na rysunku 7.4c. Charakterystyka w części roboczej napędu ze sprzęgłem hydrokinetycznym o stałym napełnieniu ma inne nachylenie, oprócz poślizgu silnika uwzględnia się bowiem poślizg sprzęgła. Prawidłowo dobrane sprzęgło ma moment znamionowy zbliżony do momentu znamionowego silnika. Dysponując danymi znamionowymi (katalogowymi) sprzęgła i silnika, można określić sztywność charakterystyki roboczej układu silnik asynchroniczny prądu zmiennego–sprzęgło hydrokinetyczne

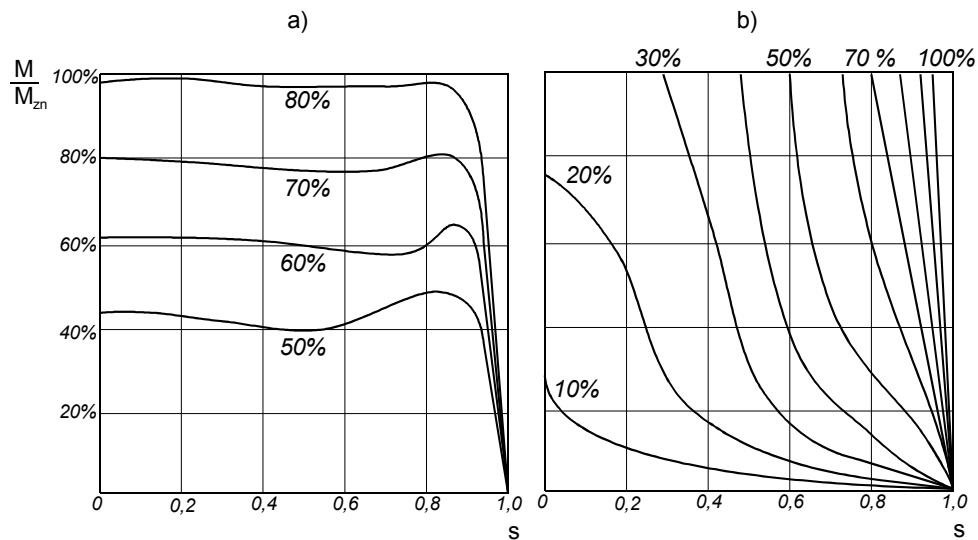
$$A_{sh} = \frac{M_{zn}}{1 - \frac{n_{zn} \cdot (1 - s_{sp})}{n_{synchr}}}, \quad (7.58)$$

gdzie:

M_{zn} – moment znamionowy silnika (zbliżony wartością do momentu znamionowego sprzęgła), N·m;

n_{zn} – obroty znamionowe silnika, obr/min;

n_{synchr} – obroty synchroniczne silnika, obr/min;
 s_{sp} – poślizg znamionowy sprzęgła hydrokinetycznego.



Rys. 7.5. Charakterystyka napędu przenośnika ze sprzęgłem hydrokinetycznym (względny moment w funkcji poślizgu):
 a) o stałym napełnieniu; b) o zmiennym napełnieniu

Moment rozruchowy w części roboczej charakterystyki silnika dla napędu ze sprzęgłem hydrokinetycznym będzie również opisany prostą funkcją liniową

$$M_{\text{roz}} = A_{sh} \cdot s, \quad (7.59)$$

przy czym poślizg będzie określany na podstawie obrotów wyjściowych sprzęgła (w tym przypadku różne od obrotów silnika) i obrotów synchronicznych silnika. W przenośnikach taśmowych stosowane są również sprzęgła hydrokinetyczne nowszej generacji – ze zmiennym wypełnieniem [54]. Rozruch przenośnika w takim przypadku przebiega dwustopniowo. Najpierw przy opróżnionej komorze sprzęgła odbywa się rozruch silnika (silników) bez przekazywania momentu w sprzęgle, a następnie – zwiększając stopniowo napełnienie komory sprzęgła (najczęściej według indywidualnie dobranego programu) – przeprowadza się rozruch właściwy przenośnika. Przy starannie dobranym programie napełniania sprzęgła można zrealizować rozruch bardzo łagodny, praktycznie ze stałym momentem rozruchowym. Zaproponowana dwustopniowa charakterystyka modelowa napędu jest również w tym przypadku przydatna. Zarówno wartość stałego momentu rozruchowego M_{roz} , jak i sztywność części roboczej układu napędowego A_{sh} jest wyznaczana na podstawie charakterystyk sprzęgła, które podaje producent. Po uwzględnieniu liczby jednostek napędowych można według podanych algorytmów określić zredukowany na wał bębna napędowego mo-

ment rozruchowy M_0 oraz wartość chwilowej siły obwodowej P_0 , która jest przekazywana do taśmy z wykorzystaniem zjawiska tarcia na bębnie (bębnych napędowych). Podczas rozwiązywania równań różniczkowych modelu przenośnika, w każdym kroku obliczeniowym, odpowiadającym współrzędnej czasowej t , należy sprawdzać warunek sprzężenia ciernego (p. 1.2). Jeżeli chwilowa siła w taśmie w punkcie zbiegania ze stacji napędowej $S_2(t)$ spełnia warunek Eulera (1.124), czyli

$$S_2(t) \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1) \geq P_0(t) = \frac{2 \cdot M_0(t)}{D_{bn}}, \quad (7.60)$$

to chwilowa siła obwodowa realizowana przez napęd $P_0(t)$ może być przekazana do taśmy bez poślizgu rozwiniętego, wówczas po prawej stronie równania ruchu masy zastępczej skupionej na stacji czołowej (7.40) występuje moment M_0 . Jeżeli przekroczony zostanie warunek sprzężenia ciernego na stacji napędowej, czyli

$$S_2(t) \cdot (e^{\mu \cdot \alpha} - 1) \leq P_0(t) = \frac{2 \cdot M_0(t)}{D_{bn}}, \quad (7.61)$$

to pojawi się poślizg rozwinięty i chwilowa siła obwodowa przekazywana do taśmy będzie siłą graniczną

$$P_0(t) = (P_0)_{gr} = S_2(t) \cdot (e^{\mu_p \cdot \alpha} - 1). \quad (7.62)$$

Jeżeli występuje poślizg rozwinięty na bębnie napędowym, to we wzorze (7.62) pojawi się nowa wartość współczynnika tarcia μ_p . W warunkach poślizgu rozwiniętego należy oddzielnie rozpatrywać ruch mas obrotowych napędu oraz mas związanych z taśmą. Oznacza to, że w równaniu (7.40) zamiast zredukowanego momentu bezwładności I_n pojawi się zastępczy moment bezwładności nieuwzględniający mas obrotowych silnika sprzęgła przekładni i bębna napędowego (porównaj równanie (7.13)). Wówczas w warunkach poślizgu rozwiniętego na czołowej stacji napędowej zredukowany moment bezwładności

$$I_n = z_{bn} \cdot I_{bn} + \frac{4 \cdot B \cdot m_t \cdot l_n}{D_{bn}^2} + z_o \cdot I_{bo} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bo}} \right)^2, \quad (7.63)$$

a po prawej stronie równania (7.40) jako czynny moment napędowy pojawi się moment graniczny dla warunku sprzężenia ciernego

$$(M_0)_{gr} = (P_0)_{gr} \cdot \frac{D_{bn}}{2} = \frac{D_{bn} \cdot S_2(t) \cdot (e^{\mu_p \cdot \alpha} - 1)}{2}. \quad (7.64)$$

Po przyjęciu wartości granicznych i rozwiązaniu układu równań różniczkowych można wyznaczyć prędkość kątową φ_n , z przeliczenia której można otrzymać prędkość liniową taśmy na stacji napędowej. Dla warunków granicznych prędkość liniowa taśmy na bębnie napędowym będzie mniejsza od prędkości obwodowej bębna napędowego.

wego. Różnica prędkości będzie prędkością poślizgu rozwiniętego. Prędkość obwodową bębna napędowego w warunkach poślizgu rozwiniętego można wyznaczyć po rozwiązaniu równania różniczkowego ruchu napędu (potraktowanego oddzielnie)

$$S_2 \cdot (e^{\mu_p \cdot \alpha} - 1) \cdot \frac{D_{bn}}{2} + I_{ngr} \cdot \ddot{\varphi}_{ngr} = M_0, \quad (7.65)$$

gdzie:

I_{ngr} – zredukowany na wał bębna napędowego moment bezwładności obejmujący masy obrotowe związane tylko z jednostkami napędowymi;

μ_p – współczynnik tarcia pomiędzy taśmą i bębniem napędowym w warunkach poślizgu rozwiniętego.

Moment bezwładności I_{ngr} uwzględnia masy obrotowe napędu nie ujęte we wzorze (7.64)

$$I_{ngr} = I_{nap} \cdot \left(\frac{D_{bn}}{D_{bnap}} \right)^2 + z_n \cdot i_p^2 \cdot \frac{I_w + I_{sp} + I_p}{\eta_m}. \quad (7.66)$$

Po wyznaczeniu oddzielnie prędkości kątowej mas związanych z taśmą φ_n oraz mas napędu φ_{ngr} można obliczyć prędkość poślizgu rozwiniętego

$$v_{pos} = \frac{D_{bn} \cdot (\varphi_{ngr} - \varphi_n)}{2}. \quad (7.67)$$

Oddzielne równania ruchu napędu oraz mas związanych z taśmą obowiązują dopóty, dopóki nie jest spełniony warunek sprzężenia ciernego. Jeżeli poślizg rozwinięty trwa zbyt długo (powyżej kilku sekund), to należy dokonać niezbędnych korekt w projekcie przenośnika (na przykład zwiększyć siłę napinającą taśmę lub zmienić warunki rozruchu jednostek napędowych). Długotrwały poślizg rozwinięty trwający ponad 6 s może być niebezpieczny, albowiem ilość wydzielonego ciepła w wyniku tarcia pomiędzy taśmą i powierzchnią (powierzchniami) bębna napędowego może być przyczyną zapalenia się taśmy. Krótkotrwałe poślizgi (do ≈ 1 s) mogą mieć natomiast korzystny wpływ na przebieg rozruchu przenośnika. Bęben napędowy wraz z taśmą tworzą jakby sprzęgło przeciążeniowe.

Przykład obliczeń charakterystyki mechanicznej silnika elektrycznego

Wyznaczyć uproszczoną charakterystykę silnika klatkowego o następujących parametrach:

- moc znamionowa 132 kW,
- moment znamionowy $M_{zn} = 1260$ N·m,
- obroty synchroniczne $n_{synchr} = 1000$ obr/min,
- obroty znamionowe $n_{zn} = 985$ obr/min,
- stosunek momentu maksymalnego do momentu znamionowego $M_{max}/M_{zn} = 2,6$.

Poślizg znamionowy według zależności (7.49)

$$s_{zn} = \frac{n_{synchr} - n_{zn}}{n_{synchr}} = 1 - \frac{n_{zn}}{n_{synchr}} = 1 - \frac{985}{1000} = 0,015.$$

Poślizg krytyczny wg (7.51)

$$s_k = s_{zn} \cdot \left[\frac{M_{max}}{M_{zn}} + \sqrt{\left(\frac{M_{max}}{M_{zn}} \right)^2 - 1} \right] = 0,015 \cdot \left[2,6^2 + \sqrt{2,6^2 - 1} \right]$$

$$= 0,015 \cdot 5,0 = 0,075.$$

Stosunek momentu rozruchowego do momentu maksymalnego na podstawie rozwiązania całki (7.53)

$$\frac{M_{roz}}{M_{max}} = \frac{2 \cdot s_k}{1 - s_{zn}} \cdot \ln \left(\frac{1 + s_k^2}{s_{zn}^2 + s_k^2} \right) = \frac{2 \cdot 0,075}{0,925} \cdot \ln \left(\frac{1 + 0,075^2}{0,015^2 + 0,075^2} \right) = 0,834,$$

czyli średni moment rozruchowy

$$M_{roz} = 2,6 \cdot 0,834 \cdot M_{zn} = 2,1684 \cdot 1260 = 2732 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Sztywność charakterystyki silnika

$$A = \frac{M_{zn}}{s_{zn}} = \frac{1260}{0,015} = 84000 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Zakres poślizgu odpowiadający przyjętemu stałemu momentowi rozruchowemu

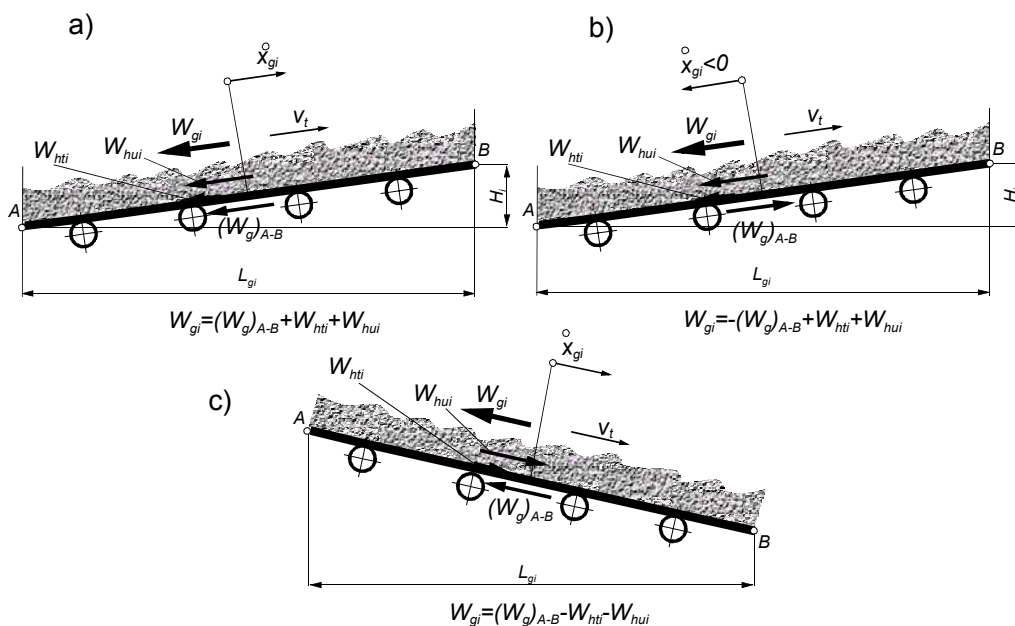
$$s_r = \frac{M_{roz}}{A} = \frac{2732}{84000} = 0,032.$$

Modelowa (przyjęta do obliczeń) charakterystyka będzie się składała z początkowego przedziału ze stałym momentem $M_{roz} = 2732 \text{ N} \cdot \text{m}$ w zakresie od $s = 1$ do $s = s_r$, a po przekroczeniu obrotów odpowiadających poślizgowi $s = s_r$ (dla $n > 968 \text{ obr/min}$) przejdzie na charakterystykę roboczą, przy czym punkt przecięcia dwóch linii prostych wyznaczających charakterystykę modelową wyznacza poślizg $s_r = 0,032$.

7.5. Modelowanie oporów ruchu

W równaniach opisujących ruch nieustalony dyskretnego modelu przenośnika taśmowego występują opory ruchu, które są przypisane do każdego wydzielonego elementu jako wektory wypadkowe. W równaniach (7.41) są to opory ruchu ciężna górnego W_{gi} , a w równaniach od (7.43) do (7.45) odpowiednie opory ruchu ciężna dolnego W_{di} . W równaniach ruchu obrotowego mas skupionych na stacji czołowej (7.40) i zwrotnej (7.43) opory ruchu są przeliczane na odpowiednie momenty M_{Wn} i M_{Wz} . Składowymi wektora oporów ruchu są: opory główne (w przypadku odcinka trasy) oraz opory podnoszenia taśmy i urobku. Należy przy tym pamiętać, że opory główne są zawsze siłami biernymi i – podobnie jak siły tarcia – działają przeciwnie do kierunku ruchu taśmy, natomiast kierunek działania wektorów oporów podnoszenia taśmy i urobku zależy od kąta nachylenia analizowanego odcinka trasy przenośnika

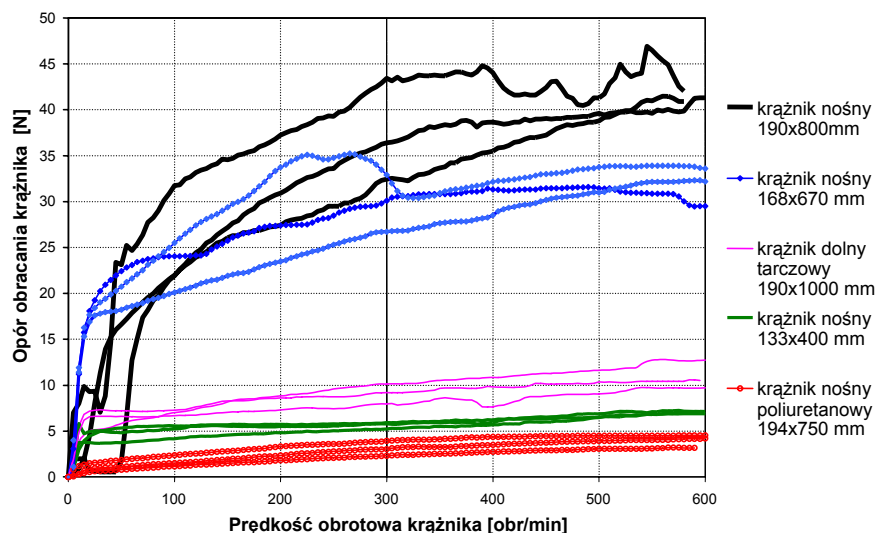
(rys. 7.6). W typowym przypadku odcinka wznoszącego A–B (rys. 7.6a) składowa wektora oporów głównych $(W_g)_{A-B}$, oporu podnoszenia urobku W_{hui} i oporu podnoszenia taśmy W_{hti} są skierowane przeciwnie do kierunku wektora prędkości $v_i = dx_i/dt$. Jeżeli w stanie nieustalonym ruch masy m_{rgi} będzie przeciwny (tzn. dla $v_i = dx_i/dt \leq 0$), to zmieni się kierunek składowej wektora oporów głównych $(W_g)_{A-B}$ na przeciwny (rys. 7.6b) i wówczas – w zależności od proporcji poszczególnych składowych – wektor wypadkowy może mieć kierunek zgodny lub przeciwny z chwilowym kierunkiem wektora prędkości. Przypadek taki odpowiada ruchowi wstecznemu taśmy i nie powinien zaistnieć w trakcie rozruchu lub hamowania przenośnika. Istnieje niebezpieczeństwo pojawienia się ruchu wstecznego taśmy podczas zatrzymywania przenośnika wznoszącego, ale wtedy – w celu wyeliminowania tego zjawiska – konieczny jest odpowiedni dobór hamulców. Niemniej w obliczeniach przenośnika – poprzez odpowiedni formalizm matematyczny – powinien być uwzględniany przypadek ruchu wstecznego taśmy, aby możliwe było analizowanie zagrożeń w trakcie hamowania obciążonych urobkiem przenośników o dużym kącie nachylenia trasy.



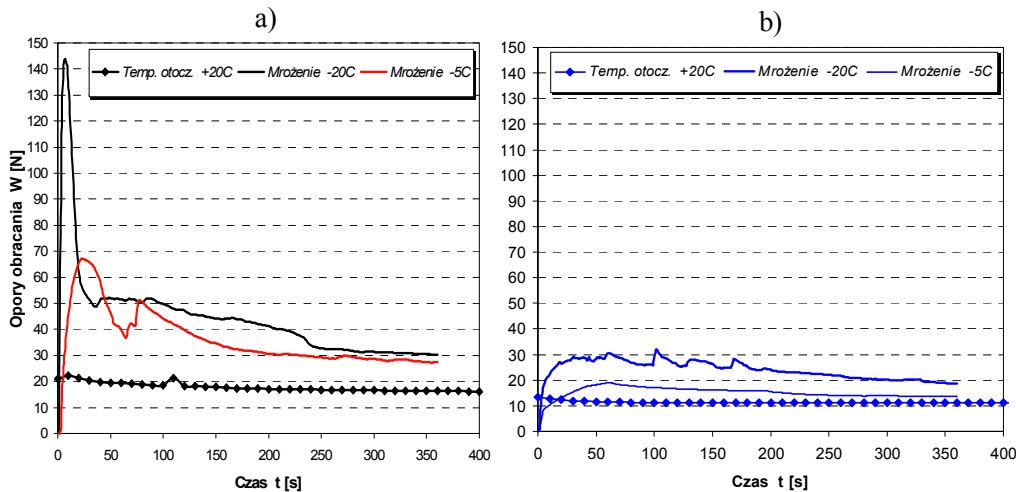
Rys. 7.6. Możliwe kombinacje wypadkowych wektorów oporów ruchu w dyskretnym modelu przenośnika taśmowego: a) odcinek wznoszący i prędkość dodatnia; b) odcinek wznoszący i prędkość ujemna; c) odcinek opadający

W przypadku opadającego odcinka trasy (rys. 7.6c) wektor wypadkowy oporów ruchu jest różnicą oporów głównych $(W_g)_{A-B}$ oraz oporów podnoszenia urobku W_{hui} i taśmy W_{hti} . Jeżeli do obliczeń przenośnika zastosowano metodę podstawową (patrz

rozd. 2.), to opory ruchu przypisane w modelu dyskretnym poszczególnym masom zastępczym można wyznaczyć tylko jako wartości stałe niezależne od prędkości taśmy. Przy zastosowaniu metody oporów jednostkowych (patrz rozdz. 3.) wypadkowe opory ruchu zależą od prędkości taśmy i jest to zawsze zależność rosnąca. Decydujący wpływ na przebieg oporów ruchu w trakcie ruszania przenośnika mają jednak opory obracania krążników. W metodzie obliczeń jednostkowych (patrz rozdz. 4.) składową oporu obracania krążników wyznacza się z wzorów empirycznych, gdzie uzyskuje się stałą wartość dla prędkości ustalonej i w określonej temperaturze otoczenia. Badania oporu obracania pojedynczego krążnika w warunkach dynamicznych (rys. 7.7) wykazują nieliniowo rosnącą zależność tej składowej od prędkości [33, 35] (w zakresie od 0 do prędkości ustalonej v_t). Jeżeli obliczenia przeprowadza się dla przenośnika przewidzianego do eksploatacji w terenie odkrytym, to należy mieć na uwadze wyraźny wzrost oporów obracania krążników w niskiej temperaturze w chwili ruszania. Przy złym doborze smaru do krążników (rys. 7.8) lub przy zbyt dużej ilości smaru w komorach łożyskowych opory w chwili ruszania mogą kilkakrotnie przewyższać opory obracania krążników w ruchu ustalonym. Jeżeli dostępne są wyniki pomiarów oporu obracania krążników w niskich temperaturach, to najlepiej jest przyjąć do obliczeń modelowych wartość oporu obracania pojedynczego krążnika w chwili ruszania (tzw. opór przełamania). Jeżeli projektant przenośnika nie dysponuje danymi pomiarowymi oporów obracania krążników, można przyjąć stałe opory ruchu, takie jak dla ruchu ustalonego, ale wyznaczone dla najniższej możliwej temperatury pracy przenośnika [36].



Rys. 7.7. Opory obracania różnych typów krążników w warunkach dynamicznych



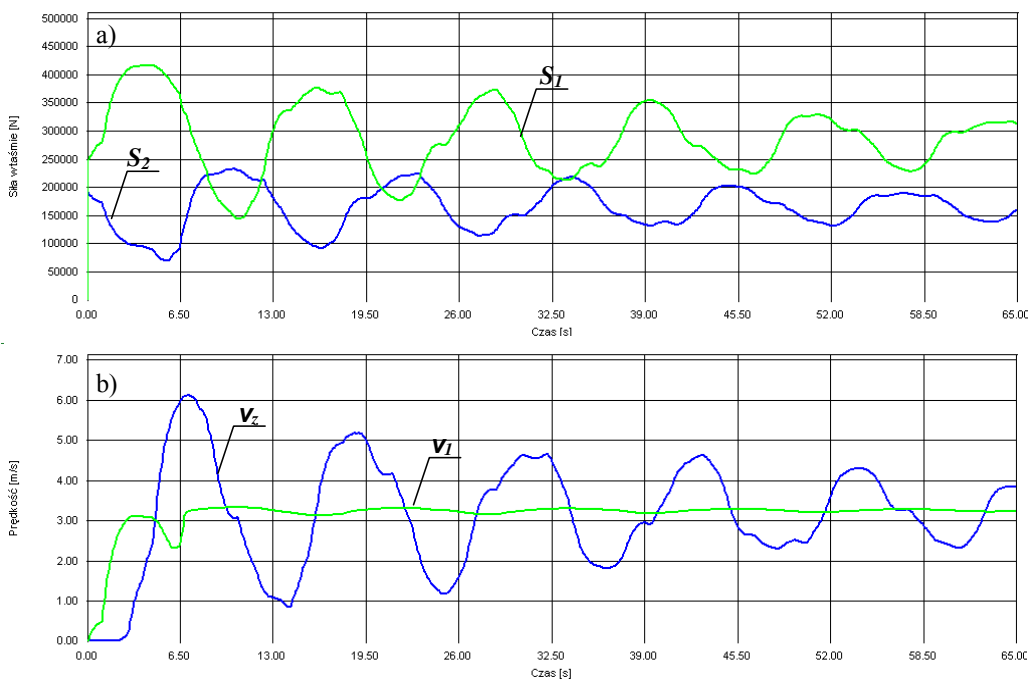
Rys. 7.8. Wpływ rodzaju smaru zastosowanego w krążniku nośnym $\phi 190 \times 800$ mm na opory obracania w niskiej temperaturze:
a) powszechnie stosowany smar Liten EP2, b) smar doświadczalny

7.6. Przebiegi rozruchu przenośników taśmowych

Do przeanalizowania charakteru rozruchu przenośnika taśmowego w różnych układach napędowych wykonano serię wielowariantowych obliczeń symulacyjnych. Przeanalizowano przenośnik taśmowy przeznaczony do transportu węgla kamiennego o całkowitej długości trasy $L = 1200$ m. Trasa przenośnika składa się z trzech odcinków o różnych kątach nachylenia. Odcinek pierwszy (licząc w kierunku ruchu taśmy od bębna zwrotnego) ma długość 400 m i kąt wzniosu $\delta_1 = 7^\circ$ (0,122 rad). Odcinek drugi, o takiej samej długości, opada pod kątem $\delta_2 = -4^\circ$ (-0,07 rad), a odcinek trzeci, również długi na 400 m, wznosi się pod kątem $\delta_3 = 5^\circ$ (0,09 rad). Sumaryczna wysokość podnoszenia dla tak ukształtowanej trasy wynosi $H = 34,9$ m, co oznacza, że przenośnik należy do klasy przenośników wznoszących o średnim kącie nachylenia trasy $\delta = 2,67^\circ$ (0,05 rad). Do zrealizowania wydajności $Q_m = 1000$ t/h dobrano taśmę szerokości $B = 1,0$ m i prędkość taśmy $v_t = 3,15$ m/s. Transportowanym materiałem jest niesortowany węgiel kamienny o gęstości usypowej $\rho = 980$ kg/m³. Ciężno górne przenośnika jest podpierane zestawami trójkrążnikowymi o średnicy $D_K = 0,108$ m w odstępnie $l_g = 1,2$ m. Masa części obrotowej krążnika górnego $m_{kg} = 6,88$ kg, a moment bezwładności $I_k = 0,021$ kg·m². Ciężno dolne jest podpierane zestawami dwukrążnikowymi w odstępnie $l_d = 3,0$ m. Średnica krążników dolnych wynosi $D_{Kd} = 0,108$ m, masa części obrotowej $m_{kd} = 8,42$ kg, a moment bezwładności $I_{kd} = 0,033$ kg·m². Na podstawie obliczeń oporów ruchu dobrano napęd główny przenośnika na stacji czołowej 2×250 kW. Na przenośniku zainstalowana jest taśma GTP-4-1600-(7+4)-1000 o wytrzymałości nominalnej $K_n = 1600$ kN/m. W napędzie zastosowano klatkowe silniki

asynchroniczne prądu zmiennego. Obliczenia symulacyjne według podanych algorytmów przeprowadzono dla pełnego obciążenia przenośnika urobkiem (dla współczynnika załadowania $k_z = 1$).

Najprostszym sposobem rozruchu przenośnika jest rozruch stycznikowy. Silniki, poprzez odpowiedni układ styczników, są uruchamiane jednocześnie i przy założeniu stałego napięcia w sieci zasilającej oraz przy zastosowaniu sztywnych sprzęgieł w układzie napędowym rozruch przenośnika odbywa się według uproszczonej charakterystyki znamionowej (rys. 7.4c). Dla tak przyjętych warunków rozruchu i przy zastosowaniu sztywnego urządzenia napinającego uzyskano przebiegi sił oraz prędkości przedstawione na rysunku 7.9.



Rys. 7.9. Wyznaczony w badaniach symulacyjnych przebieg rozruchu przenośnika taśmowego ze sztywnym urządzeniem napinającym (nieruchomy bęben napinający):
a) przebieg sił S_1 i S_2 ; b) przebiegi prędkości v_1 na stacji czołowej i v_2 na stacji zwrotnej

Na rysunku 7.9a przedstawiono przebieg sił w miejscu nabiegania S_1 i zbiegania S_2 ze stacji napędowej. Przy stałym napięciu taśmy przed rozruchem obie siły startują z tego samego poziomu, a po osiągnięciu stanu ustalonego różnica sił równa jest sumarycznym oporom ruchu przenośnika. W trakcie rozruchu widoczne są wyraźne oscylacje sił z tendencją gasnącą, przy czym maksymalna siła w cięgnię górnym (w miejscu nabiegania na stację napędową) pojawia się zawsze w pierwszej oscylacji. W przedziale czasu obejmującym pierwszą oscylację siła nabiegająca S_1 osiąga mak-

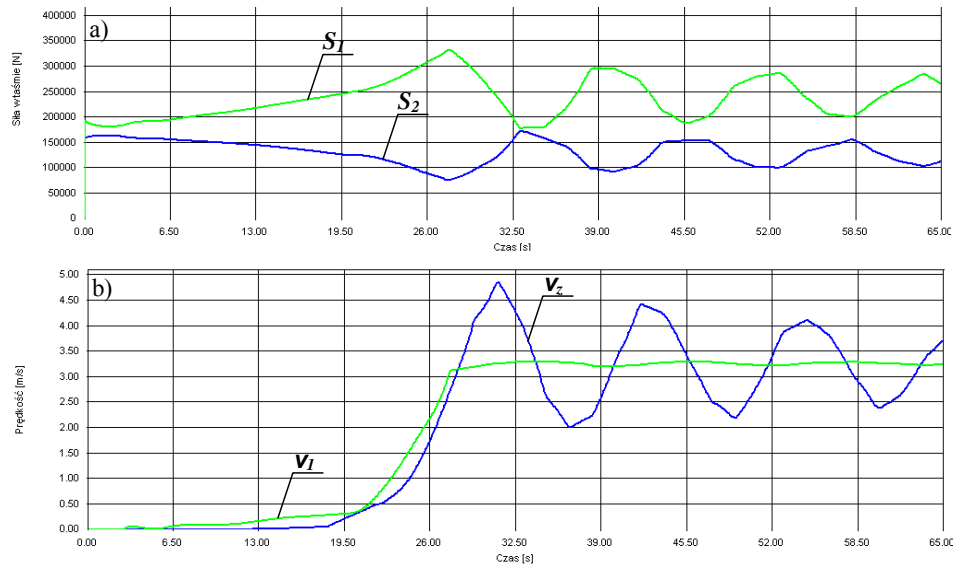
simum, a siła zbiegająca S_2 spada do minimum. Dla zachowania warunków sprzężenia ciernego ważne jest, aby stosunek tych sił zawierał się zawsze w bezpiecznym zakresie określonym równaniem Eulera (patrz p. 1.1.4). Z tego powodu konieczne było napięcie taśmy przed rozruchem z siłą $S_0 = 250$ kN.

Przebieg prędkości taśmy na bębnie czołowym i zwrotnym przedstawiono na rysunku 7.9b. Cechą charakterystyczną stanów nieustalonych przenośnika taśmowego jest opóźnienie czasowe ruchu poszczególnych elementów przenośnika. Związane jest to z falowym charakterem rozprzestrzeniania się naprężeń w taśmie. Im dłuższy przenośnik, tym większe są przesunięcia czasowe w rozruchu bębna czołowego i zwrotnego. W trakcie rozruchu, w chwili włączenia napędu, pojawia się nadwyżka dynamiczna, wynikająca z różnicy między rozwijaną siłą obwodową a oporami ruchu przenośnika. W początkowej fazie w zasięgu rozruchu są tylko odcinki będące w zasięgu fali naprężeń. W ciągu górnym jest to fala powodująca przyrost sił, a w ciągu dolnym fala powodująca spadek sił w taśmie [8]. W przedziale czasu liczonym od początku rozruchu do chwili, kiedy ruszają wszystkie elementy przenośnika (tzn. do chwili, gdy cała pętla taśmy znajdzie się w zasięgu obu fal naprężeń) pojawiają się maksymalne siły w taśmie. Typowym objawem falowego charakteru rozprzestrzeniania się naprężeń w cięgnach przenośnika jest opóźnienie ruchu bębna zwrotnego w stosunku do bębna czołowego (rys. 7.9b). W przypadku analizowanego przenośnika opóźnienie to wynosi około 2,6 s. Rozruch przenośnika trwa tak długo, aż wytłumione zostaną oscylacje sił w taśmie i wyrównają się prędkości taśmy na stacji czołowej i zwrotnej. Z wykresów na rysunku 7.9 wynika, że rozruch analizowanego przenośnika trwa około 70 s.

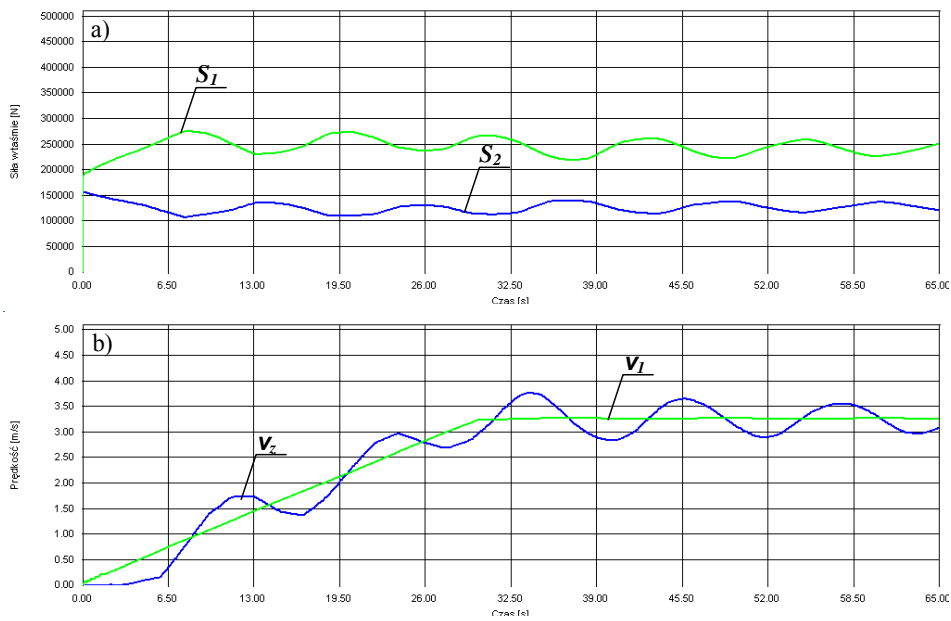
Bardziej korzystny (ze względu na przyrost siły S_1) rozruch tego samego przenośnika można uzyskać po zastosowaniu urządzenia łagodnego rozruchu. Jednym z takich rozwiązań może być rozrusznik tyrystorowy. Na rysunku 7.10 przedstawiono rozruch przenośnika, gdzie – dzięki rozrusznikowi tyrystorowemu – napięcie zasilania jednostek napędowych narasta liniowo w zakresie od 30 do 100%, a tym samym moment rozruchowy jest bardziej łagodny w porównaniu do rozruchu stycznikowego. Dzięki temu rozwiązaniu możliwe jest zmniejszenie siły napięcia wstępnego taśmy S_0 do poziomu 15 kN.

Obecnie w napędach głównych przenośników taśmowych coraz częściej stosuje się przemienniki częstotliwości (tzw. falowniki). Są to urządzenia, które umożliwiają zmiany częstotliwości prądu zasilającego silniki według dowolnie dobranego programu. Może to być na przykład rozruch z liniowym przyrostem prędkości. Przebieg rozruchu przenośnika z zastosowanym rozrusznikiem falownikowym pokazano na rysunku 7.11. Dzięki sterowaniu prędkością napędu przenośnik taki charakteryzuje się bardzo łagodnymi oscylacjami sił i prędkości.

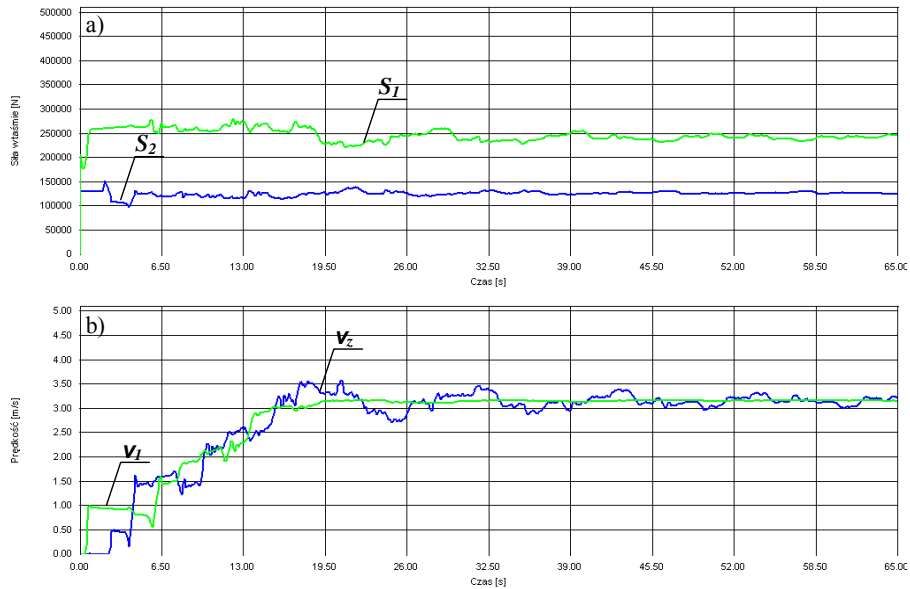
Innym urządzeniem łagodnego rozruchu, stosowanym powszechnie w napędach głównych przenośników taśmowych, może być sprzęgło hydrokinetyczne z komorą opóźniającą rozruch (np. sprzęgło typu TVVS firmy Voith). Modelując napęd według charakterystyki sprzęgła podanej przez producenta, otrzymano w wyniku symulacji przebiegi przedstawione na rysunku 7.12.



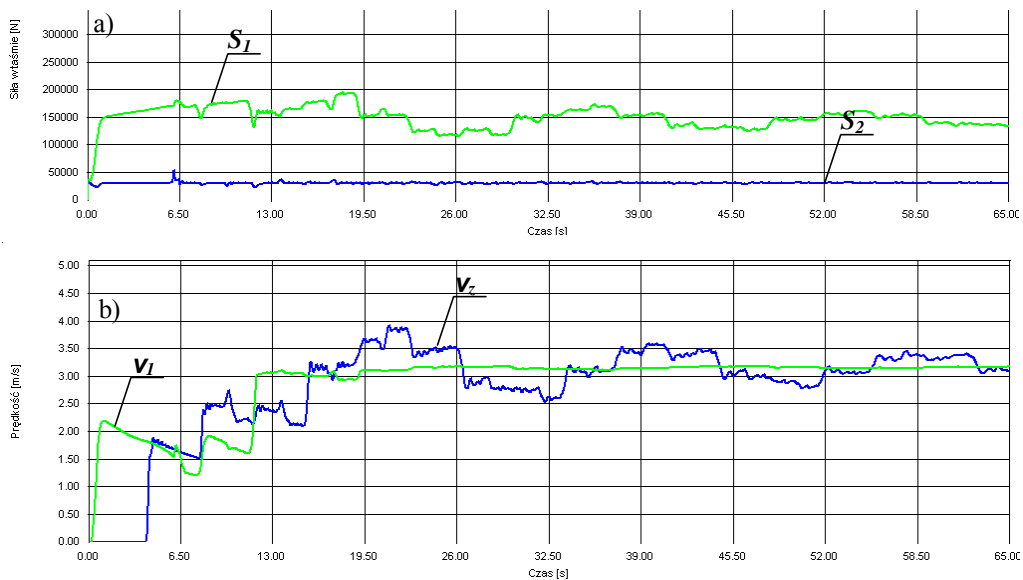
Rys. 7.10. Przebieg rozruchu przenośnika taśmowego ze sztywnym urządzeniem napinającym i rozrusznikiem tyrystorowym:
a) przebieg sił S_1 i S_2 ; b) chwilowe prędkości na bębnie napędowym v_1 i zwrotnym v_z



Rys. 7.11. Przebieg rozruchu przenośnika taśmowego ze sztywnym urządzeniem napinającym i rozrusznikiem falnikowym:
a) przebieg sił S_1 i S_2 ; b) prędkości na bębnie napędowym v_1 i zwrotnym v_z



Rys. 7.12. Przebieg rozruchu przenośnika taśmowego ze sztywnym urządzeniem napinającym i sprzęgłem hydrokinetycznym z komorą opóźniającą rozruch:
a) przebieg sił S_1 i S_2 ; b) prędkości na bębnie napędowym v_1 i zwrotnym v_2



Rys. 7.13. Przebieg rozruchu przenośnika taśmowego z ciężarowym urządzeniem napinającym i sprzęgłem hydrokinetycznym TVVS:
a) przebieg sił S_1 i S_2 ; b) prędkości na bębnie napędowym v_1 i zwrotnym v_2

Zupełnie inny charakter rozruchu obserwuje się w przypadku zastosowania ciężarowego urządzenia napinającego umiejscowionego za ostatnim bębniem napędowym na stacji czołowej (rys. 7.13). Ruch ciężaru nacinającego w dół w pierwszej fazie rozruchu powoduje, że fala odprężenia wywołująca spadek sił w cięgnię dolnym jest wytłumiana. Rozruch przenośnika kształtuje tylko fala powodująca przyrost naprężeń i wybiegająca przeciwnie do kierunku ruchu taśmy z punktu nabiegania taśmy na pierwszy bęben napędowy. Pełny ruch wszystkich elementów przenośnika występuje po okresie, w którym fala ta przemieści się od punktu 1 w cięgnię górnym poprzez bęben zwrotny (punkty 3 i 4) aż do punktu 5. Zmiany siły napinającej S_2 , w odróżnieniu do poprzednich przypadku (rys. 7.9÷7.12), są niewielkie i wynikają tylko z sił bezwładności ruchomego ciężaru napinającego taśmę. Po osiągnięciu ruchu ustalonego siła S_2 równa jest sile napięcia wstępnego S_0 . Oscylacje sił w przenośniku z ciężarowym urządzeniem napinającym są łagodniejsze niż w przypadku napinania sztywnego, a maksymalna siła w taśmie w czasie rozruchu jest mniejsza, bo do zapewnienia sprzężenia ciernego w całym zakresie zmian sił S_1 i S_2 wymagane napięcie wstępne S_0 jest zdecydowanie mniejsze niż dla napinania sztywnego (patrz podrozdz. 1.1.4).

Przedstawione na rysunkach 7.9÷7.14 wykresy ilustrują typowe przebiegi rozruchu przenośnika taśmowego. Dla projektanta interesujące jest określenie maksymalnej siły w taśmie podczas rozruchu. Przeważnie jest to siła S_1 , czyli siła w miejscu nabiegania taśmy na stację czołową. Jeżeli przenośnik ma trasę o zmiennym kącie nachylenia i najwyżej położony punkt trasy nie jest punktem nabiegania na stację czołową, to bardzo jest prawdopodobne, że maksymalna siła podczas rozruchu pojawi się w tym punkcie, a zatem nie będzie to siła S_1 . Nie ma prostych metod analitycznych, które pozwoliłyby na wytypowanie miejsca maksymalnych sił w taśmie w ruchu nieustalonym. Określenie maksymalnej siły w taśmie oraz miejsca jej wystąpienia podczas rozruchu na etapie projektowania przenośnika możliwe jest tylko na podstawie obliczeń modelowych. Jeżeli projektant dysponuje wynikami obliczeń rozruchu przenośnika, to przy doborze taśmy i sprawdzaniu jej wytrzymałości, w zależności (2.54) lub (2.55) należy uwzględnić maksymalną siłę $(S_r)_{\max}$, wyznaczoną w tych obliczeniach.

Innym ważnym zagadnieniem podczas analizowania stanów nieustalonych przenośnika taśmowego jest dobór urządzeń łagodzących rozruch (sprzęgła poślizgowe, elastyczne lub hydrokinetyczne oraz przemienniki częstotliwości w układzie zasilania napędu). Z porównania przedstawionych na rysunku 7.9 przebiegów sił S_1 i S_2 z analogicznymi przebiegami pokazanymi na rysunkach 7.10÷7.13 widać wyraźnie, że każde z zastosowanych urządzeń rozruchowych powoduje w różnym stopniu obniżenie sił maksymalnych oraz wytłumienie oscylacji sił w taśmie. Są to objawy złagodzenia rozruchu, które szczególnie w przypadku przenośnika ze sztywnym urządzeniem napinającym powoduje obniżenie wymaganej siły napięcia wstępnego taśmy gwarantującej poprawne (bez poślizgu rozwiniętego) przekazanie chwilowej siły obwodowej (spełnienie warunku sprzężenia ciernego).

Opracowanie wytycznych sterowania rozruchem przenośnika z napędem rozdzielonym (z taśmowym lub bębnowym napędem pośrednim albo z dodatkowym napędem na stacji zwrotnej) wymaga przeanalizowania prędkości rozprzestrzeniania fal naprężeń w cięgnach analizowanego przenośnika. Regułą jest, że napędy dodatkowe uruchamiają się z opóźnieniem w stosunku do napędu czołowego, a optymalną zwłoką czasową jest czas potrzebny na przejście fali naprężeń od stacji czołowej do napędu pomocniczego. W przypadku przenośnika z jednym taśmowym napędem pośrednim (według schematu podanego na rys. 6.4) będzie to przedział czasowy potrzebny na przemieszczenie czoła fali naprężeń w cięgnie górnym od punktu 1 do punktu 6.

LITERATURA

- [1] ANTONIAK J., *Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach*, wyd. II, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1990.
- [2] ANTONIAK J., *Obliczenia przenośników taśmowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, skrypty uczelniane nr 1683, Gliwice 1992.
- [3] GŁADYSIEWICZ L., SZYMAŃSKI J., ŻUR T., *Prędkość rozchodzenia się fali napięcia wciągach przenośnika taśmowego podczas rozruchu*, *Górnictwo Odkrywkowe* nr 11, 1976.
- [4] GŁADYSIEWICZ L., OSIEKA G., SZYMAŃSKI J., *Własności udarowe taśm przenośnikowych*, *Górnictwo Odkrywkowe* nr 19, 1977.
- [5] GŁADYSIEWICZ L., SZYMAŃSKI J., *Przyspieszenie taśmy w miejscu nabiegania jej na bęben napędowy i zwrotny w pierwszym półokresie drgań podczas rozruchu przenośnika*, *Górnictwo Odkrywkowe* nr 3/4, 1978.
- [6] GŁADYSIEWICZ L., HARDYGÓRA M., *Metoda obliczania rozkładu naprężeń w przekładkach taśm przenośnikowych w wyniku przecięcia jednej z przekładek*, *Górnictwo Odkrywkowe* nr 1/2, 1979.
- [7] GŁADYSIEWICZ L., *Obciążenia jednostek napędowych w długich przenośnikach z taśmowym napędem pośrednim*, Szkoła naukowa „Eksploracja maszyn w górnictwie”, PAN, Wrocław 1979.
- [8] GŁADYSIEWICZ L., *Modelowanie rozruchu długich przenośników taśmowych*, *Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej* nr 33, seria Konferencje nr 5, Wrocław 1979.
- [9] GŁADYSIEWICZ L., *Metoda obliczania sił wciągach przenośnika taśmowego wielonapędowego z napędem pośrednim taśmowym*, praca doktorska, Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej 1979, Raport SPR nr 36 (niepublikowana).
- [10] GŁADYSIEWICZ L., HARDYGÓRA M., ŻUR T., *Wpływ drgań poprzecznych na sprzężenie cierne w taśmowym napędzie pośrednim*, Gliwice PTMTS 1981, zbiór referatów nr 46.
- [11] GŁADYSIEWICZ L., *Probleme der Dämpfungseigenschaften des Fördergurtes bei Ermittlung des Eindrückrollwiderstandes*, *Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej* nr 42, seria Konferencje nr 7, Wrocław 1983.
- [12] GŁADYSIEWICZ L., *Własności tłumiące taśm przenośnikowych i ich wpływ na wielkość oporu toczenia taśmy po krążnikach*, *Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej* nr 45, seria Konferencje nr 9, Wrocław 1985.
- [13] GŁADYSIEWICZ L., *Metoda wyznaczania oporu toczenia taśmy przenośnikowej po krążnikach*, *Górnictwo Odkrywkowe* nr 6, 1987.
- [14] GŁADYSIEWICZ L., *Metoda wyznaczania oporów głównych przenośnika taśmowego ze szczególnym uwzględnieniem własności taśmy*, *Prace Naukowe Centralnego Programu Badań Podstawowych* 02.05, Politechnika Warszawska, Warszawa 1990.
- [15] GŁADYSIEWICZ L., GLLASCH J., *Vefahren zur Ermitteln der Reibungswiderstände an Gurtförderern*, *Hebezeuge und Fördermittel* 1991, H. 12.
- [16] GŁADYSIEWICZ L., GLLASCH J., *Vefahren zur Ermitteln der Anteile des Walkwiderstandes eines Gurtförderers*, *Hebezeuge und Fördermittel* 1992, H. 1.
- [17] GŁADYSIEWICZ L., KAWALEC W., *Wymiarowanie luków przestrzennych tras przenośnika krzywoliniowego*, *Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej* nr 68, seria Konferencje nr 13, Wrocław 1992.

- [18] GŁADYSIEWICZ L., KAWALEC W., *Współczynniki oporów ruchu przenośnika rurowego*, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej nr 68, seria Konferencje nr 13, Wrocław 1992.
- [19] GŁADYSIEWICZ L., *Metoda obliczeń składowych oporu falowania przenośnika taśmowego*, Górnictwo Odkrywkowe nr 2, 1993.
- [20] GŁADYSIEWICZ L., KAWALEC W., *Metoda obliczeń składowych oporów głównych przenośnika taśmowego. Przenośniki opadające dużych wydajności*, Wrocław „Poltegor-Instytut” 1995, Zeszyty Naukowe Instytutu Górnictwa Odkrywkowego R. nr 1.
- [21] GŁADYSIEWICZ L., KAWALEC W., *Berechnung eines kurvengängiges Gurtbandförderers*, 4 Internationale Fachtagung für kontinuierliche Tagebautechnik. Institut für Bergbaukunde III der RWTH, Aachen 1995.
- [22] GŁADYSIEWICZ L., KAWALEC W., *Modelowanie losowego wpływu warunków eksploatacyjnych na opory ruchu przenośnika taśmowego*, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa nr 78, seria Konferencje nr 18, Wrocław 1995.
- [23] GŁADYSIEWICZ L., *Opory ruchu taśmy wywołane wyprzedzeniem krążników bocznych w zestawach przegubowych*, Prace Naukowe Instytutu Górnictwa nr 83, seria Konferencje nr 21, ISSN 0324-9670, Wrocław 1998.
- [24] GŁADYSIEWICZ L., BARTELMUS W., *Dynamika przenośnika z taśmowym napędem pośrednim*, III międzynarodowa konferencja „Nowoczesna przenośniki taśmowe dla górnictwa podziemnego”, Szczyrk, wrzesień 1998, Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.
- [25] GŁADYSIEWICZ L., *Warunki stabilności taśmy na krzywoliniowych odcinkach trasy przenośnika, Nowe kierunki i doświadczenia w zakresie budowy i eksploatacji taśm transporterowych i urządzeń z nimi współpracujących*, V międzynarodowe sympozjum Fabryki Taśm Transporterowych „Stomil” Wolbrom–Ustroń, czerwiec 1977, materiały na sympozjum, Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [26] GŁADYSIEWICZ L., *Tragrollenbelastungen durch das Fördergut im Oberturm eines kurvengängigen Gurtbandförderers*, Schüttgut 4/1999, Trans Tech Publikations, Clausthal-Zellefeld, Germany, ISSN 0946-7939.
- [27] GŁADYSIEWICZ L., *Wpływ własności taśmy na opory ruchu przenośnika taśmowego*, Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 1/341, Katowice 1999, ISSN 0208-7448.
- [28] GŁADYSIEWICZ L., KUBIAK D., *Modułowy przenośnik taśmowy*, Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 7/346, ISSN 0208-7448, Katowice 1999.
- [29] GŁADYSIEWICZ L., *Niekonwencjonalne napędy przenośników taśmowych*, Transport Przemysłowy 1/2000, Wydawnictwo Lektorium, ISSN 1640-5455, Wrocław 2000.
- [30] GŁADYSIEWICZ L., MIEDZIŃSKI B., OKRASZEWSKI Z., SZKÓLKA S., SZYMAŃSKI A., *Efektywność przekazywania energii napędowej w przenośniku taśmowym za pośrednictwem krążników*, Transport Przemysłowy 1/2000, Wydawnictwo Lektorium, ISSN 1640-5455, Wrocław 2000.
- [31] GŁADYSIEWICZ L., JANISIÓW T., *Badania przekazywania energii napędowej w nowym typie przenośnika taśmowego*, Transport Przemysłowy 2/2000, Wydawnictwo Lektorium, ISSN 1640-5455, Wrocław 2000.
- [32] GŁADYSIEWICZ L., *Opory w miejscu podawania urobku na taśmę przenośnika*, Transport Przemysłowy 2/2002, Wydawnictwo Lektorium, ISSN 1640-5455, Wrocław 2002.
- [33] GŁADYSIEWICZ L., KRÓL R., *Badania i metody oceny jakości krążników*, V konferencja naukowa „Metody doświadczalne w budowie maszyn”, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001.
- [34] GŁADYSIEWICZ L., *Nutzung der Mitteltragrolle zur Übertragung von Antriebsenergie bei Gurtförderern*, Schüttgut 8 (2002) Nr. 3, Mai/Juni 2002, Trans Tech Publikations, ISSN 0946-7939. H 30936.
- [35] GŁADYSIEWICZ L., KRÓL R., *Diagnostyka krążników przenośników taśmowych*, I Szkoła Mechanizacji Górnictwa, Szczyrk 2002.
- [36] GŁADYSIEWICZ L., KRÓL R., *Analiza zastosowań różnych rodzajów smaru w węzle łożyskowym krążnika*, II konferencja doktorantów Wydziału Górniczego Politechniki Wrocławskiej, Prace Na-

- ukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej nr 103, seria Konferencje nr 36, Wrocław 2003.
- [37] GREUNE A., *Energiesparende Auslegung von Gurtförderanlagen Diss*, Universität Hannover 1989 (niepublikowana).
- [38] GRIMMER K.-J., KESSLER F., *The Design of Belt Conveyors With Horizontal Curves*, Bulk solids handling 4, Trans Tech Publikations, Clausthal-Zellefeld, ISSN 0173-9980, 1992.
- [39] GRABNER K., GRIMMER K.-J., KESSLER F., *Research into Normal-Forces Between Belt and Idlers at Critical Locations on the Belt Conveyor Track*, Bulk solids handling 4, Trans Tech Publikations, Clausthal-Zellefeld, ISSN 0173-9980, 1993.
- [40] HAGER M., HINTZ A., *The Energy-Saving Design of Belts for Long Conveyor Systems*, Bulk solids handling 4, Trans Tech Publikations, Clausthal-Zellefeld, Germany, ISSN 0173-9980, 1993.
- [41] HARDYGÓRA M., WACHOWICZ J., CZAPLICKA-KOLARZ K., MARKUSIK S., *Taśmy przenośnikowe*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, ISBN 83-204-2402-X, Warszawa 1999.
- JABŁOŃSKI R., *Analiza i synteza urządzeń napinających taśmę w przenośnikach taśmowych dużej mocy*, Zeszyty Naukowe Akademii Górniczo-Hutniczej im. St. Staszica w Krakowie nr 1226, Mechanika nr 15, ISSN 0239-5320, Kraków 1998.
- [42] KAWALEC W., *Badania modelowe wpływu losowego zbiegania taśmy na opory ruchu przenośnika taśmowego*, praca doktorska, Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994 (niepublikowana).
- [43] KESSLER F., *Untersuchungen der Führungskräfte quer zur Gurtlaufriichtung bei Gurtförderern mit Horizontalkurven*, Diss. Montanuniversität Leoben 1986 (niepublikowana).
- [44] KNAUL P., *Bewegungswiderstände von Gurtförderern auf gummi- und polyurethan-ummantelten Tragrollen*, Braunkohle 6/1997.
- [45] KRAUSE K., HETTLER W., *Die Belastung der Tragrollen von Gurtbandförderern mit dreiteiligen Tragrollenstationen infolge Fördergut unter Beachtung des Fördervorganges und der Schüttguteigenschaften*, Wiss. Zeitschrift der TU Magdeburg 18 (1974), H. 6/7.
- [46] KULINOWSKI P., *Badania modelowe nieustalonych stanów pracy przenośników taśmowych*, praca doktorska, AGH, Kraków 1997 (niepublikowana).
- [47] MARKUSIK S., *Reologia taśm przenośnikowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, ISBN 83-85718-48-6 Gliwice 1998.
- [48] OSIŃSKI Z., *Teoria drgań*, PWN, Warszawa 1978.
- [49] PIĄTKIEWICZ A., SOBOLSKI R., *Dźwignice*, WNT, Warszawa 1969.
- [50] SOLTYSIK L., *Wpływ urządzeń łagodnego rozruchu na pracę górniczych przenośników taśmowych*, praca doktorska, Wydział Górnictwa i Geologii Politechniki Śląskiej, Gliwice 1999 (niepublikowana).
- [51] WOŹNIAK D., *Wpływ konstrukcji taśmy oraz geometrii odcinka przejściowego na rozkład obciążeń w taśmie z linkami stalowymi*, praca doktorska, Instytut Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1998 (niepublikowana).
- [52] ŻUR T., HARDYGÓRA M., *Przenośniki taśmowe w górnictwie*, Wydawnictwo „Śląsk” Sp. z o.o., ISBN 83-7164-004-8, Katowice 1996.
- [53] *The Best of powder handling & processing bulk solids handling 1/2000*, Belt Conveyor Technology Part I, II, III, Trans Tech Publications, Clausthal-Zellefeld, ISBN 0-87849-115-5.

Książka – przeznaczona dla inżynierów, projektantów i studentów – zawiera zestaw algorytmów umożliwiających przeprowadzenie pełnego cyklu obliczeń dowolnego typu przenośnika taśmowego (w tym również krzywoliniowego, rurowego oraz wielonapędowego z napędami rozlokowanymi nie tylko na stacji czołowej i zwrotnej). Dla lepszego zrozumienia zależności obliczeniowych podano założenia i wyprowadzenia ważniejszych wzorów. Aby ułatwić Czytelnikowi analizowanie wielu założeń i koniecznych uproszczeń oraz w celu uniknięcia powtórzeń przy omawianiu wielu podobnych zagadnień, książkę rozpoczyna rozdział zawierający podstawy teoretyczne obliczeń. Ze względu na zawłość zagadnień, znaczną liczbę parametrów oraz szeroką skalę możliwych wyników, algorytmy cząstkowe uzupełniono przykładami obliczeń. Przedstawione metody obliczeń są to przeważnie algorytmy autorskie powstałe w wyniku wieloletnich badań własnych, jak i modyfikacji dotychczasowych metod obliczeniowych.

Przedstawione metody i algorytmy obliczeń wielokrotnie sprawdziły się w praktyce. Na podstawie omówionych metod obliczeń powstało kilka prototypowych przenośników.

ISBN 83-7085-737-X