



<https://doi.org/10.32056/KOMAG/KOMTECH2021.1>

Nadążne napinanie taśmy w przenośnikach górniczych - dobór i rozwiązania konstrukcyjne

Waldemar Wójcicki – Famur S.A.

Michał Wójcicki – Famur S.A.

Streszczenie: W rozdziale omówiono podstawowe zależności doboru siły napinającej gwarantującej pracę napędu przenośnika taśmowego bez poślizgu między taśmą, a bębniem napędowym. Przedstawiono charakterystyki statyczne różnych układów napinających, wyznaczono wymagane siły dla podanych układów i określono wpływ sposobu napinania na trwałość taśmy. Omówiono wyznaczenie wymaganego przełożenia stacji nadążnych w długich przenośnikach taśmowych pracujących w wyrobiskach słabo nachylonych, gwarantujących zmniejszenie obciążeń taśmy we wszystkich stanach pracy przenośnika. Przedstawiono również przykłady rozwiązań stacji nadążnych pracujących obecnie w kopalniach podziemnych oraz ich zasady działania.

Słowa kluczowe: przenośnik taśmowy, układ napinający, górnictwo, stacja nadążna

Follow-up belt tensioning in mine conveyors - selection and design solutions

Abstract: The chapter discusses basic dependencies concerning the selection of the tensioning force that guarantees an operation of the belt conveyor drive without slippage between the belt and the driving drum. The static characteristics of various tensioning systems are presented, the required forces for the given systems are determined and the influence of the tensioning method on the belt durability is determined. The paper presents a determination of the required ratio of follow-up stations in long belt conveyors operating in low inclined galleries, ensuring a reduction of belt loads in all conveyor operating conditions. Examples of follow-up stations currently operating in underground mines and their principles of operation are also described.

Keywords: belt conveyor, tensioning system, mining, follow-up station

1. Wprowadzenie

Poprawna praca napędu wymaga zapewnienia odpowiedniego napięcia taśmy w każdym stanie pracy przenośnika – w czasie rozruchu, pracy ustalonej i hamowania. Wymagana siła w taśmie zbiegającej z napędu rośnie proporcjonalnie do wartości siły napędzającej, jednak wartość ta nie może być niższa od określonej według innych kryteriów, głównie kryterium zwisu taśmy. Oznacza to, że napięcie wstępne taśmy powinno zagwarantować właściwe ugięcie taśmy między zestawami krążnikowymi na całej długości przenośnika dla obu pasm taśmy.

Optymalny układ napinający powinien zapewnić wartość napięcia nie mniejszą jak wyżej zdefiniowane napięcie wstępne do momentu, gdy siła ta zrówna się z siłą wymaganą ze względu na wzrastającą siłę napędową, a następnie podnosić tę siłę proporcjonalnie do narastającej siły napędowej.

W przypadku hamowania układ sił się odwraca i najważniejsze jest zapewnienie minimalnej siły w taśmie nabiegającej na napęd, gdyż w przeciwnym razie może nastąpić całkowite zluźnienie taśmy i rozsypywanie się materiału transportowanego oraz utrata możliwości zahamowania przenośnika lub nawet uszkodzenie taśmy, która może stracić kontakt z bębniem wysypowym i przedostać się do przesypu, a następnie z powodu swojej sprężystości powrócić gwałtownie na bęben wysypowy. Przy wyznaczaniu minimalnej siły w taśmie w czasie hamowania uwzględnia się, że w przypadku hamowania ugięcie taśmy między zestawami krążnikowymi można przyjmować 2,5 do 3 razy większe od ugięcia w ruchu ustalonym [1].



Większość aktualnie stosowanych stacji napinających taśmę o działaniu ciągłym zapewnia stałą siłę napinającą, gwarantującą brak poślizgu na bębnach napędowych w czasie rozruchu i pracy ustalonej, jednak wartość ta jest znacznie wyższa od optymalnej, a więc taśma jest nadmiernie napinana w czasie pracy poniżej obciążenia rozruchowego, które jest obciążeniem krótkotrwałym w stosunku do czasu pracy urządzenia.

Wymagalność specjalnych urządzeń napinających można częściowo ograniczyć poprzez układy zmniejszające nadwyżki dynamiczne w rejonie napędu. W zależności od długości przenośnika, zainstalowanej mocy, pochylenia i wydajności oraz rodzaju stosowanej taśmy, możemy wybierać między układami “miękkiego rozruchu” (pracującymi tylko w fazie rozruchowej), a układami falownikowymi i specjalnymi sprzęgłami hydrodynamicznymi, które działają również w innych fazach pracy przenośnika.

Każde z tych urządzeń rozwiązuje szereg problemów pojawiających się w fazie rozruchu i pracy ustalonej, jednak nie eliminuje zjawiska zmiany długości taśmy w funkcji jej napięcia. Jeżeli silniki napędu wykazują pobór energii, to energia ta jest przekazywana do taśmy i niezależnie od tego, jak realizowany jest rozruch i minimalizowane nadwyżki dynamiczne - występują różnice w energii skumulowanej w taśmie pomiędzy postojem, a pracą przenośnika. Zastosowanie nawet najlepszych urządzeń rozruchowych nie zwalnia więc użytkownika z konieczności stosowania urządzeń napinających, tym bardziej złożonych im dłuższy jest przenośnik.

Nieprawidłowo dobrany układ napinający i rozruchowy powoduje obciążenia zmienne w zakresie od pełnego wyluzowania do ostrego szarpania powyżej dopuszczalnych obciążeń i generuje następujące problemy podwyższające koszty eksploatacji:

- zmniejszenie trwałości okładzin bębnowych z powodu pojawiającego się poślizgu taśmy,
- zmniejszenie żywotności taśmy i jej połączeń,
- wybijanie krążników z gniazd wspornikowych,
- zmniejszenie trwałości łożysk w bębnach napędowych, zwrotnych i napinających,
- uszkodzanie elementów konstrukcji, a szczególnie elementów ustalających i kotwiących,
- większe zabiegi związane z monitoringiem pracy przenośnika i stanu jego elementów.

Niektóre z kosztów wynikających z powyższych względów nie są do końca przypisywane poczynionym oszczędnościom związanym z konfigurowaniem przenośnika. A tymczasem awarie na odstawie powodujące postój urządzeń ścianowych zwielfokrotniają faktyczne koszty wynikające z inwestycyjnych oszczędności. Ponieważ monitoring kosztów pozwala na określenie ich sumarycznego poziomu (inwestycja plus eksploatacja), niektórzy użytkownicy potrafią już dziś przewidzieć zakresy stosowalności przenośników o określonej konfiguracji, aby zoptymalizować relację nakładów do efektów.

Trwałość okładzin bębnowych napędowych może się obniżać nie tylko ze względu na występowanie poślizgu w czasie rozruchu, ale również w przypadku nieprawidłowej współpracy poszczególnych bębnowych w układach wielobębnowych wynikającej z nierównomiernego obciążania się poszczególnych silników. Pozostałe negatywne zjawiska wynikają częściowo lub całkowicie z problemów związanych z napinaniem taśmy.

2. Dobór siły napinającej

Siła napięcia taśmy powinna gwarantować pracę napędu bez poślizgu między taśmą, a płaszczem bębna napędowego. Sprężenie cierne zależy przede wszystkim od współczynnika tarcia między parą cierną. Typowe wartości przyjmowane do obliczeń przedstawiono w tabeli 1.

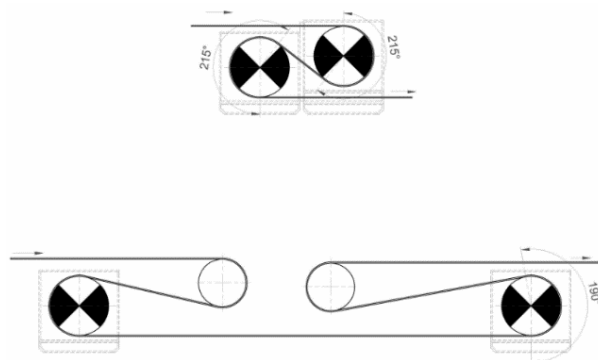
Wartości współczynnika tarcia μ pomiędzy taśmą, a bębniem napędowym według DIN 22101

Tabela 1.

Warunki sprzężenia- stan taśmy	Wartość współczynnika μ dla okładzin bębna napędowego			
	Stalowa gładka	Poliuretanowa rowkowana	Gumowa rowkowana	Ceramiczna rowkowana
Sucha	0,35 do 0,40	0,35 do 0,40	0,40 do 0,45	0,40 do 0,45
Mokra (czysta woda)	0,10	0,35	0,35	0,35 do 0,40
Mokra (głina, ił)	0,05 do 0,10	0,20	0,25 do 0,30	0,35

Dla taśm z okładkami z PCV przyjmować wartości niższe o min 10%

Oprócz współczynnika tarcia należy uwzględnić kąt opasania bębna napędowego taśmą. Na rysunku 1 przedstawiono dwie podstawowe konfiguracje napędu dwubębnowego w kształcie odwróconej litery S i Ω . Kąt ten wynosi najczęściej $\alpha=215^\circ$ dla układu S i $\alpha=190^\circ$ dla układu Ω .



Rys. 1. Podstawowe konfiguracje napędu dwubębnowego

Minimalne napięcie taśmy za napędem w odniesieniu do siły obwodowej w napędzie wyznaczamy wykorzystując wzór Eulera. Obliczenia przeprowadza się **dla ostatniego bębna** w napędzie.

$$S_{2min} = k_z \cdot x P_{u1} \quad (1)$$

gdzie:

k_z - współczynnik sprzężenia

$$k_z = \frac{k_u}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (2)$$

gdzie:

k_u - współczynnik zabezpieczenia przed poślizgiem ($k_u = 1,2$),

P_{u1} - siła obwodowa na bębnie napędowym od strony zbiegania taśmy z napędu [kN],

μ - współczynnik tarcia między taśmą, a bębniem napędowym,

α - kąt opasania bębna napędowego taśmą [rad].

Dla napędów wielobębnowych przyjmuje się zawsze część siły obwodowej przypadającą na ostatni bęben (od strony niższego napięcia taśmy).

W praktyce, w przypadku identycznych jednostek napędowych na poszczególnych bębnach, wystarczy wartość współczynnika k_z podzielić przez ilość bębnow napędowych „ n ” i uzyskany w ten sposób współczynnik k_{zn} przemnożyć przez wyznaczoną sumaryczną siłę obwodową napędu [2].

$$k_{zn} = k_z/n \quad (3)$$

Błędem jest w przypadku napędów wielobębnowych wstawianie do wzoru Eulera sumarycznego kąta opasania całego napędu, gdyż wyznaczona w ten sposób siła S_2 jest znacznie niższa od rzeczywiście wymaganej.

$$e^{\mu(\alpha_1+\alpha_2)} \gg e^{\mu\alpha_1} + e^{\mu\alpha_2} \quad (4)$$

Przykładowo dla napędu dwubębnowego, przy współczynniku tarcia $\mu = 0,4$ i kącie opasania 215° na pojedynczym bębnie, po wstawieniu do wzoru Eulera kąta 430° , uzyskuje się wartość siły S_2 stanowiącą 36% wymaganej.

Siłę napinającą dobiera się z wykorzystaniem współczynnika k_z z tabeli 2, ale należy mieć na uwadze charakterystykę układu napinającego [3].

Wartości współczynnika k_z dla najczęściej stosowanych układów napędowych

Tabela 2.

Współczynnik tarcia μ	Współczynnik sprzężenia k_z	
	$\alpha=190^\circ$	$\alpha=215^\circ$
0,1	3,052	2,635
0,2	1,275	1,073
0,3	0,704	0,576
0,4	0,434	0,344
0,5	0,282	0,217

- Dla stacji napinających aktywnych stałonapięciowych (grawitacyjnych i hydraulicznych) siła napinania musi być wyznaczana dla siły obwodowej, która występuje w czasie rozruchu ($S_{w(2)}$ na rys. 2).

$$S_{w(2)} = k_{zn} \times P_r \quad (5)$$

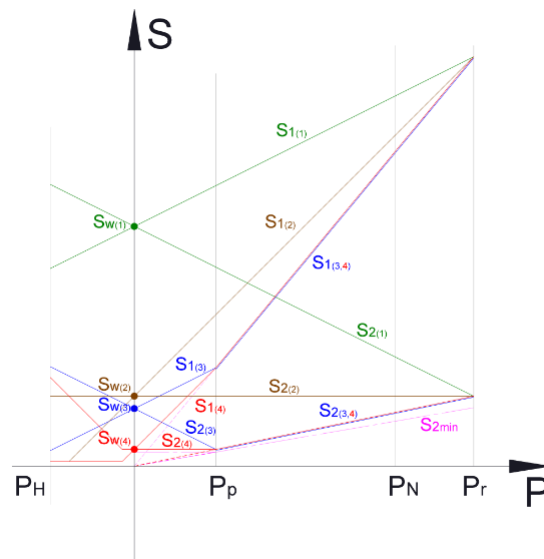
- Dla układów napinających stałych (wciągarkowych i śrubowych), gdzie taśma jest napinana wstępnie bez korygowania siły w czasie pracy przenośnika, wyznaczona siła S_2 jest siłą wymaganą w czasie rozruchu. Rzeczywista siła napięcia wstępnego ($S_{w(1)}$ na rys. 2) jest znacznie wyższa i wynosi:

$$S_{w(1)} = S_{w(2)} + \frac{P_r}{2} = P_r \times (k_{zn} + 0,5) \quad (6)$$

- Dla tradycyjnej stacji nadążnej z wózkami połączonymi wielokrążkiem napięcie wstępne zależy od wartości siły obwodowej występującej w układzie w czasie rozpoczęcia pracy nadążnej. Dla przenośników płaskich jest to około 30% P_N . Wartość napięcia wstępnego wyznacza się w takim przypadku jak dla stacji wciągarkowej wstawiając do wzoru na S_w wartość siły obwodowej przy której zaczyna pracę stacja nadążna ($S_{w(3)}$ na rys. 2).
- Dla stacji nadążnej z modułem stałonapięciowym siłę napinania wstępnego dobiera się na podstawie kryterium zwisu taśmy ($S_{2(4)} \geq S_{2min}$ na rys. 2).

Z przedstawionych na rysunku 2 przebiegów sił wynika, że najkorzystniejsza, dająca najmniejsze nadwyżki siły realnie występującej w układzie napinającym w odniesieniu do siły wymaganej, jest stacja nadążna z modułem stałonapięciowym. Przedstawiony wykres dotyczy długich przenośników

w wyrobisku słabo nachylonym, gdzie siła minimalna wynika z konieczności zapewnienia prawidłowego zwisu taśmy między zestawami krążnikowymi, jednak nie ma oddziaływania składowej siły ciężkości taśmy.



Rys. 2. Przebiegi sił w napędach z różnymi sposobami napinania

- (1) napinanie okresowe, (2) napinanie ciągle stałonapięciowe, (3) tradycyjna stacja nadążna dwuwózkowa, (4) stacja nadążna z modułem stałonapięciowym;

P_r – Siła obwodowa w napędzie przy rozruchu, P_N – siła obwodowa przy obciążeniu nominalnym, P_p – siła obwodowa początku pracy stacji nadążnej, P_H – siła obwodowa przy hamowaniu, S_1 – siła w taśmie nabiegającej na napęd, S_2 – siła w taśmie zbiegającej z napędu

Przywołana w [4] zależność Woehlera dla określania zmęczeniowej trwałości taśm wykazuje znaczny wpływ sił wzdłużnych w taśmie na jej trwałość zmęczeniową.

$$T = \frac{N \times l}{3600 \times v \times z} \left(\frac{\sigma_z}{\sigma_{max}} \right)^5 \quad [h] \quad (7)$$

gdzie:

N – liczba cykli obciążeń do zniszczenia zmęczeniowego $N=10^7$,

l – całkowita długość taśmy [m],

v – prędkość taśmy [m/s],

z – liczba przegięć taśmy w cyklu,

σ_z – jednostkowe obciążenie odpowiadające granicznej liczbie cykli [kN/m],

σ_{max} – maksymalne jednostkowe obciążenie w cyklu [kN/m].

We wzorze na trwałość zmęczeniową taśmy, maksymalne jednostkowe obciążenie w cyklu występuje w mianowniku w piątej potęgce, a ilość przegięć taśmy w cyklu w pierwszej potęgce. Z rysunku 2 można wyznaczyć wpływ układu napinającego na trwałość taśmy, porównując siły S_1 dla poszczególnych rodzajów napinania i podnosząc stosunek tych sił do piątej potęgi i mnożąc wynik przez iloraz z liczby bębnow.

$$\frac{T_i}{T_j} = \frac{z_j}{z_i} \times \left(\frac{S_{1j}}{S_{1i}} \right)^5 \quad (8)$$

Wyniki tych porównań dla konkretnego przypadku przedstawionego na wykresie (rys. 2) ujęte zostały w tabeli 3. Ponieważ wykres na rysunku 2 powstał przy założeniu siły rozruchowej na poziomie 130% obciążenia nominalnego, co odpowiada bardzo korzystnym warunkom miękkiego rozruchu, każdy przypadek rozruchu z większą nadwyżką dynamiczną wymaga jeszcze większego napięcia wstępnego w przypadku pracy przenośnika ze stacją wciągarkową lub stałonapięciową. Przedstawione zostały wartości stosunku trwałości obliczeniowej dla obciążenia nominalnego i przy założeniu, że statystycznie obciążenie pracy wynosi 60% nominalnego. Przedstawiono również relację sił napinania wstępnego.

Zestawienie porównawcze wzrostu trwałości taśmy wynikającej z porównania maksymalnej siły w taśmie dla identycznych parametrów pracy przenośnika i taśmy

Tabela 3.

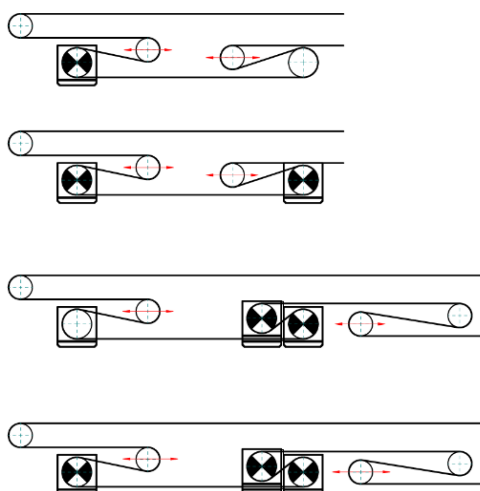
Lp.	Porównywane systemy napinania	Stosunek trwałości taśmy wg wzoru (8) obc. 100% nominalnego		Stosunek trwałości taśmy wg wzoru (8) obc. 60% nominalnego		Stosunek sił nap. wstępn. S_{wj}/S_{wi}
		Bębny $z_j/z_i=1/1$	Bębny $z_j/z_i=6/8$	Bębny $z_j/z_i=1/1$	Bębny $z_j/z_i=6/8$	
1	1(j) do 4(i)	2,24	1,68	13,40	10,05	15,17
2	2 (j)do 4(i)	1,28	0,96	2,43	1,82	4,33
3	3 (j)do 4(i)	1,00		1,00		3,50
4	1 (j)do 2(i)	1,75		5,51		3,50

1 – przenośnik z napinaniem okresowym
 2 – przenośnik z napinaniem ciągłym stałonapięciowym
 3 – przenośnik z tradycyjną stacją napinającą nadążną dwuwózkową
 4 – przenośnik ze stacją nadążną z modulem stałonapięciowym

Z tabeli 3 wynika również, że **jakiegokolwiek napinanie aktywne** znacznie podnosi obliczeniową trwałość taśmy w porównaniu do stacji typu wciągarkowego, które z uwagi na czas reakcji i prędkość napinania, zawsze zaliczamy do stacji z napinaniem okresowym.

3. Wyznaczanie wymaganego przełożenia stacji nadążnych

W krajowym górnictwie podziemnym są stosowane stacje nadążne, w których do napinania wykorzystywany jest układ dwóch wózków napinających. Wózki połączone są układem linowym o przełożeniu $1:2$, który zapewnia stały stosunek sił w taśmie nabiegającej na napęd i zbiegającej z napędu (rys. 3).



Rys. 3. Wózki napinające w układach napędowych jedno-, dwu-, i trzybębnowych



Wózek, na którym występuje siła S_1 można określić jako sterujący napinaniem, a wózek z siłą S_2 – jako wykonawczy, gdyż jego przemieszczenia są większe od przemieszczeń wózka sterującego o wartość wynikającą z przełożenia układu linowego.

Do chwili ustalenia się relacji sił S_1 i S_2 na poziomie równym $S_1/S_2 = i_{zl}$ stacja nadążna nie pracuje. Przebieg sił w tym czasie jest identyczny jak w urządzeniach o stałym rozstawie bębnow. Siła S_1 rośnie, a siła S_2 maleje. Średnia siła w taśmie przenośnika nie zmienia się.

Stacja rozpoczyna pracę, kiedy w napędzie pojawi się siła obwodowa $P = S_1 - S_2$, dla której $S_1/S_2 = i_{zl}$. Wózek sterujący jest ciągnięty przez taśmę i jednocześnie ciągnie on wózek wykonawczy, który pokonuje drogę większą o i_{zl} . Jeżeli przesuw wózka sterującego oznaczymy jako w_1 , to wartość $\Delta l = 2 x w_1 x (i_{zl} - 1)$ określa długość taśmy wybranej w czasie napinania, która odpowiada wartości wydłużenia taśmy wynikającej z działania na taśmę siły obwodowej P.

Najważniejszą cechą stacji nadążnych jest brak własnego napędu. Cała energia przemieszczania się wózków pochodzi z napędu głównego przenośnika, obniżając siły dynamiczne działające na taśmę w czasie wzrastania siły obwodowej [5].

Wymagane przełożenia stacji napinającej „i” wyznacza się rozpatrując warunki sprzężenia ciernego pomiędzy taśmą i ostatnim bębniem napędowym, z którego taśma zbiega z napędu. Ważne jest dla określenia współczynnika tarcia między taśmą, a okładziną bębna, czy ostatni bęben współpracuje z nośną, czy bieżną okładką taśmy. Znając współczynnik k_z dla kąta opasania ostatniego bębna, przedstawiony w tabeli 2 oraz przyjmując, że na każdym bębnie napędowym jest zainstalowana ta sama moc, przełożenie stacji określone jest prostą zależnością:

$$i = \frac{n+k_z}{k_z} \quad (9)$$

gdzie:

- n - ilość bębnow napędowych,
- k_z – współczynnik wg wzoru (2).

Wymagane przełożenia stacji nadążnych wyznaczone ze wzoru (9)

Tabela 4.

Współczynnik tarcia μ	Wymagane przełożenie stacji nadążnej $i=S_1/S_2$ dla napędów			
	Jednobębnowych $\alpha=190^\circ$	Dwubębnowych $\alpha=190^\circ$	Dwubębnowych $\alpha=215^\circ$	Trzybębnowych $\alpha=215^\circ$
0,3	2,42	3,84	4,47	6,21
0,35	2,83	4,65	5,53	7,80
0,4	3,31	5,61	6,81	9,72
0,45	3,87	6,75	8,35	12,03
0,5	4,54	8,08	10,21	14,82

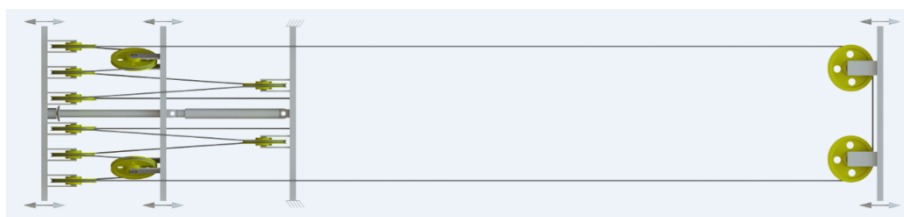
Dla stacji nadążnych, w których wózki są sprzężone poprzez wielokrażki linowe, wartość przełożenia przyjmuje się jako wartość całkowitą z liczby przestawionej w tabeli 4 (dla danych warunków sprzężenia) lub niższą.

4. Rozwiązania konstrukcyjne nadążnych stacji napinających

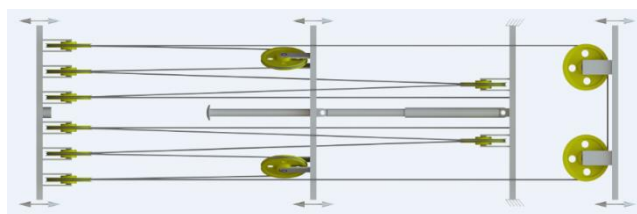
4.1 Stacja nadążna dwustopniowa

Omówiona w artykule [6] stacja napinająca wykorzystująca układ wielokrążkowy o zmiennym przełożeniu umożliwia obniżenie wymaganego napięcia wstępnego dzięki temu, że stacja o niższej wartości przełożenia szybciej osiąga stan aktywności. Ponieważ jednak stacja o niskim przełożeniu nie gwarantuje najniższych sił w układzie w warunkach nominalnych i rozruchowych sił obwodowych w napędzie, w określonym przez projektanta punkcie następuje samoczynne przejście do pracy z pełnym przełożeniem. Stosowane dotychczas stacje tego typu umożliwiały uzyskanie przełożeń $i = 2/4$, $2/6$ lub $4/6$.

a) praca z przełożeniem $i=4$



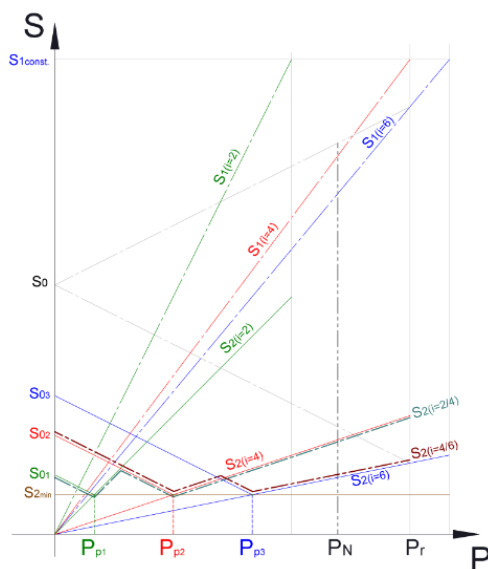
b) praca z przełożeniem $i=6$



Rys. 4. Schemat obiegu liny w stacji o zmiennym przełożeniu $i = 4/6$

Rysunek 4 przedstawia sposób realizacji zmiennego przełożenia. Dwa krążki linowe zamontowane są na wózku siłownika połączonym z tłoczyskiem siłownika, który pełni funkcję amortyzatora hydraulicznego, (zderzak wózka oparty jest o zderzak na wózku wysokonapięciowym) i przemieszczają się razem z krążkami wózka wysokonapięciowego stacji jako koła bierne do momentu wykorzystania skoku siłownika. Po zablokowaniu się tłoka na dławnicy siłownika krążki te zatrzymują się i dalsze przemieszczanie wózka wysokonapięciowego powoduje przesuw wózka niskonapięciowego z pełnym przełożeniem. Siłownik hydrauliczny wykorzystywany w konstrukcji stacji nadążnej nie posiada układu zasilającego z agregatem zewnętrznym. W czasie przemieszczania się wózka wysokonapięciowego tłoczysko siłownika jest wyciągane przez połączone z nim krążki linowe. Olej do przestrzeni nadtłokowej przelewa się grawitacyjnie ze zbiornika umieszczonego nad siłownikiem. W czasie powrotu wózka wysokonapięciowego do położenia początkowego, siłownik pełni funkcję tłumika jego ruchu, gdyż olej do zbiornika jest wyciskany poprzez układ dławiająco-przelewowy, eliminując możliwość gwałtownego powrotu wózka i uderzania w zderzaki krańcowe.

Efekt zastosowania stacji napinającej dwustopniowej jest przedstawiony na rysunku 5.



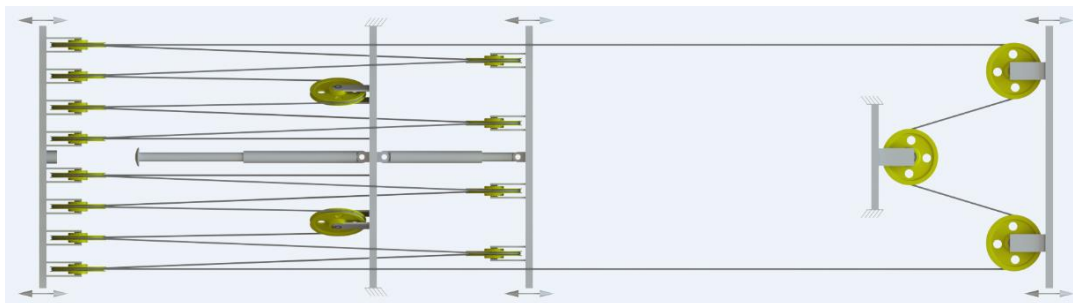
Rys. 5. Przebieg siły S_2 w stacji napinającej o zmiennym przełożeniu

Dla stacji z przełożeniem $i = 4/6$ przenośnik startuje z napięciem wstępnym S_{02} . Stacja rozpoczyna pracę po osiągnięciu siły obwodowej P_{p2} i pracuje z przełożeniem $i = 4$. Po zatrzymaniu się krążków umieszczonych na wózku siłownika stacja jest nieaktywna do momentu osiągnięcia przez napęd siły obwodowej P_{p3} . Dalej stacja pracuje z przełożeniem $i = 6$.

Zastosowanie stacji dwustopniowej pozwala obniżyć napięcie wstępne w porównaniu do stacji z jednym przełożeniem, której przełożenie jest dobrane według kryterium sprzężenia ciernego.

4.2 Stacja nadążna z członem stałonapięciowym

Przedstawiona schematycznie na rysunku 6 stacja napinająca różni się od klasycznej dwuwózkowej stacji omówionej w punkcie 4.1. Stacja ta posiada agregat zasilający obsługujący siłownik napinania stałociśnieniowego oraz siłownik amortyzujący (zderzak hydrauliczny) wózka wysokonapięciowego. Z tego powodu nie ma potrzeby wykorzystywania układu krążkowego do wyciągania tłoczyśka amortyzatora. Przedstawiony schemat dotyczy stacji nadążnej o przełożeniu $i=4$ lub po eliminacji krążka wyrównawczego po stronie niskonapięciowej $i=8$. Po stronie stałonapięciowej możliwe są przełożenia $i=2, 3$ lub 4 .



Rys. 6. Układ zlinowania stacji nadążnej z członem stałonapięciowym

Zasada działania stacji jest następująca:

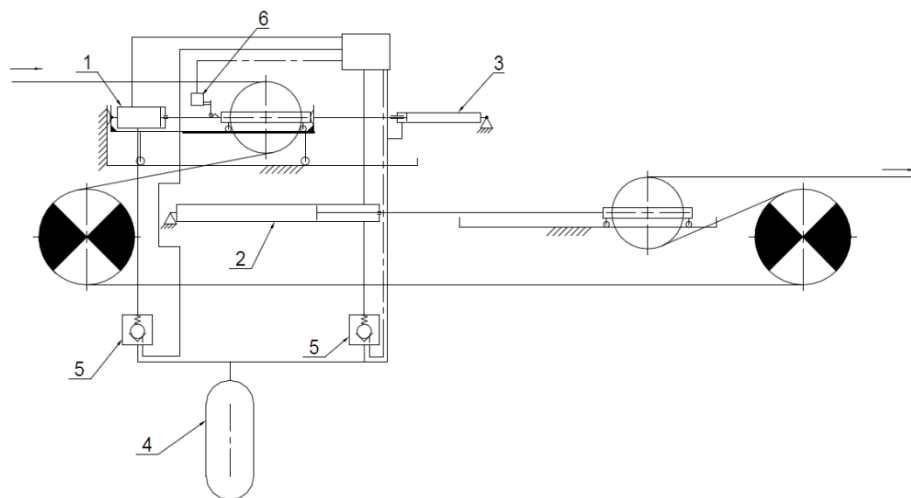
- Przed rozpoczęciem pracy stacji nadążnej, gdy stosunek sił S_1 i S_2 w napędzie jest poniżej wartości przełożenia układu linowego, wózek wysokonapięciowy znajduje się na zderzaku, a przemieszcza się wózek siłownika stałociśnieniowego, przesuując wózek niskonapięciowy i utrzymując siłę S_2 w taśmie na poziomie zadanym przez ciśnienie w agregacie hydraulicznym.
- Gdy stosunek sił S_1 i S_2 w napędzie osiąga wartość przełożenia układu linowego wózek wysokonapięciowy zaczyna się przemieszczać, w pierwszym momencie powodując powrót wózka siłownika stałociśnieniowego aż do jego zablokowania. Do momentu zablokowania się siłownika stałociśnieniowego przemieszczanie się wózków wysokonapięciowego i niskonapięciowego nie powoduje zmiany napięcia taśmy. Jednocześnie z przemieszczaniem się wózka wysokonapięciowego wysuwa się tłoczysko siłownika amortyzującego. Dalsze przemieszczanie się wózka wysokonapięciowego po zablokowaniu się siłownika stałociśnieniowego powoduje proporcjonalny do przełożenia przesuw wózka niskonapięciowego, przy czym siła w taśmie za napędem rośnie wraz z narastaniem siły obwodowej w napędzie.
- Przy hamowaniu zmienia się układ sił w napędzie ze względu na odwrócenie kierunku momentu napędowego. Wózek wysokonapięciowy wraca do położenia początkowego, a jednocześnie wózek siłownika stałociśnieniowego również jest zsunięty. Siła w taśmie wynika z zadanego napięcia wstępnego.

Przykład zastosowania urządzenia tego typu w praktyce został przedstawiony w pracy [7].

4.3 Stacja nadążna hydrauliczna

Stacje nadążne z wielokrążkiem linowym gwarantują właściwe napięcie w taśmie w czasie rozruchu i pracy ustalonej, natomiast czasem niewystarczające jest przy hamowaniu wybieranie taśmy przed napędem dzięki powrotowi wózka wysokonapięciowego i może występować nadmierne luzowanie się taśmy nabiegającej na wysyp. Jak przedstawiono na rysunku 2 stacje nadążne po stronie hamowania zachowują się jak stacje o stałym rozstawie bębnow.

Właściwe napięcie we wszystkich stanach pracy zapewnia stacja napinająca nadążna, w której układy linowe zastąpione zostały przez układ siłowników hydraulicznych, który zapewnia napięcie w taśmie według przebiegu oznaczonego (4) na rysunku 2, zarówno po stronie siły obwodowej dodatniej jak, i ujemnej.



Rys. 7. Schemat działania stacji nadążnej hydraulicznej [8]

Zasadę działania stacji przedstawia rysunek 7 oraz publikacja [8]. Najważniejszą zaletą urządzenia jest to, że nie zwiększa ilości bębnow w układzie. Dla napędu dwubębnowego oprócz dwóch bębnow napędowych występują tylko dwa bębny kierujące, które jednocześnie sprawiają, że oba bębny napędowe współpracują z czystą okładką taśmy. Jak przedstawiono na rysunku 7 bęben kierujący taśmę na pierwszy bęben napędowy jest umieszczony na podwójnym wózku. Wózek wewnętrzny jest przemieszczany za pomocą siłownika (1), a wózek zewnętrzny związany jest z siłownikiem (3).

Przełożenie stacji nadążnej, dobrane zgodnie z tabelą 4, określa relacja średnic siłowników (1) i (2) z rysunku 7.

$$i = \frac{F_{p1}}{F_{p2}} \quad (10)$$

gdzie:

F_{p1} – pole powierzchni podtłokowej siłownika 1,

F_{p2} – pole powierzchni nadtłokowej siłownika 2.

Siłownik (3) ma przekrój czynny gwarantujący minimalną siłę w taśmie nabiegającej, zapewniającą realizację procesu hamowania bez poślizgu taśmy na bębnie napędowym oraz zabezpiecza przed powstaniem pełnego zluźnienia taśmy nadbiegającej na wysyp w czasie zatrzymywania się przenośnika.

Praca stacji odbywa się według przebiegu oznaczonego (4) na rysunku 2. Na odcinku 0- P_p pracuje tylko siłownik (2). Po przekroczeniu punktu P_p siła S_1 osiąga wartość, przy której następuje przemieszczenie tłoka siłownika (1), co skutkuje odłączeniem zasilania siłowników z zasilacza hydraulicznego i bezpośrednie pompowanie oleju z siłownika (1) do siłownika (2). Stacja przechodzi w tryb pracy nadążnej zapewniając zależność siły S_1 i S_2 według wzoru (10). Po spadku obciążenia poniżej wartości P_p stacja wraca do pracy z siłą S_2 wynikającą z ciśnienia w zasilaczu hydraulicznym. Jeżeli siła obwodowa P_p spada poniżej zera siłę S_1 definiuje siła na siłowniku (3).

Długość siłownika (2) musi zapewniać wybranie wydłużeń taśmy zarówno w czasie pracy stałonapięciowej, jak i nadążnej. Jeżeli z wyliczeń wymaganej długości skoku wózka napinającego określone są wartości przekraczające długości dostępnych siłowników, należy zastosować połączenie szeregowe większej ilości siłowników, gdyż w przypadku całkowitego wykorzystania skoku siłownika (2) stacja napinająca przestaje pracować.

4.3.1 Warianty zabudowy stacji

Stacja napinająca przedstawiona na schemacie na rysunku 7 posiada siłowniki połączone do bębnow nienapędowych kierujących taśmę na bębny napędowe w układzie dwóch bębnow napędowych. Nie jest to jedyna zabudowa możliwa do zastosowania w ramach tego rozwiązania. Stację można zabudować także według schematu przewinięcia taśmy przedstawionego na rysunku 4 dla wersji dwu- i trzybębnowej. W takim przypadku siłownik (2) współpracuje w bębnie pętlicy, który normalnie stanowi zwrotnię stałą. Oczywiście w takim przypadku, drugi bęben pętlicy osadzony na wózku pętlicy i połączony z układem kołowrotowym służy do zadawania napięcia wstępnego w taśmie oraz kompensacji długości taśmy wynikającej ze skracania lub wydłużania przenośnika.



Rys. 8. Układ napinający w przenośniku z pętlicą [8]

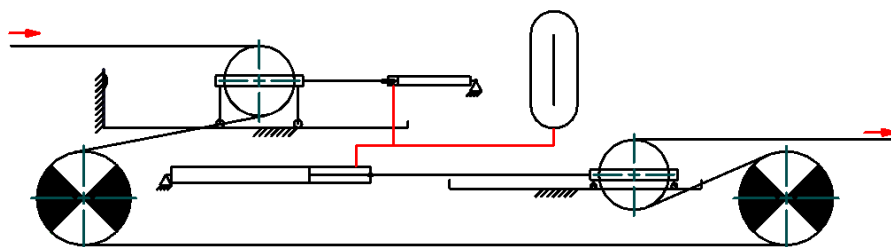
W układzie przedstawionym na rysunku 8 pętlica w przenośniku z układem napinającym dwuwózkowym jest zabudowana w układzie odwróconym, tzn. taśma nabiega na bęben zwrotny górą, a następnie wraca na wózek pętlicy połączony z kołowrotem napinającym. Taki układ jest bardzo korzystny dla obsługi, gdyż wszystkie wymagające monitoringu zespoły, takie jak: zespoły napędowe napędu głównego, agregat hydrauliczny i kołowrót napinający pętlicy, znajdują się blisko siebie. Dodatkową zaletą takiej zabudowy przenośnika jest minimalizacja ryzyka, że przepady z taśmy górnej mogą się dostać pod bębny w obrębie pętlicy.

4.3.2 Zabudowa stacji hydraulicznej jako stałonapięciowej

W przenośnikach pracujących na nachyleniu mogą występować sytuacje, że linia S_{min} przesuwa się w górę wykresu przedstawionego na rysunku 2 i może się zrównać z linią opisującą wymaganą siłę dla stacji stałonapięciowej lub nawet ją przekroczyć. W takim przypadku stosuje się najczęściej stacje stałonapięciowe instalowane w miejscu najniższych sił w taśmie, ustawione na minimalną siłę gwarantującą pracę bez przewisów taśmy między zestawami krążnikowymi. Sprężenie ciernie w napędzie gwarantuje grawitacyjne oddziaływanie samej taśmy.

Przy długich przenośnikach o umiarkowanym wzniosie, stację napinającą korzystniej jest umieścić w obrębie napędu głównego, przyjmując siłę napinającą gwarantującą, oprócz sprężenia cierniego w napędzie, również prawidłowy zwis taśmy w rejonie zwrotni. W przenośnikach wyposażonych w hamulce może się okazać wskazane, aby w napędzie zagwarantować również minimalną siłę w taśmie nabiegającej w czasie hamowania.

Zadania te realizuje stacja napinająca przedstawiona na rysunku 9, która stanowi uproszczoną wersję stacji nadążnej.



Rys. 9. Stacja napinająca stałonapięciowa z funkcją napinania taśmy nabiegającej w czasie hamowania [8]

5. Podsumowanie

Obserwując przebieg sił w taśmie w funkcji siły napędowej w przenośniku można stwierdzić, że stacje nadążne zapewniają najniższe wyężenie taśmy w całym cyklu pracy przenośnika. Jednocześnie poprzez wykorzystywanie mocy z napędu głównego przenośnika powodują obniżenie obciążeń dynamicznych i tym samym dodatkowo poprawiają warunki pracy taśmy oraz konstrukcji nośnej i elementów kotwiących przenośnika [9,5].

Stosowanie w kopalniach różnych rozwiązań stacji nadążnych i doświadczenia uzyskane w czasie ich eksploatacji pozwala na dobór właściwego urządzenia nie tylko dla płaskich długich przenośników, ale również w przypadkach złożonych przebiegów tras, gdzie występują zmienne stany napięcia w taśmie.



Literatura

1. Antoniak J.: Przenośniki taśmowe w górnictwie podziemnym i odkrywkowym. Wyd. Polit. Śląskiej, Gliwice, 2006 r. ISBN 83-7335-357-7
2. Wójcicki W.: Stacje nadążne do pracy na pochyleniach. Wiadomości Górnicze. Numer specjalny 1996 r. ISSN 0043-5120
3. Wójcicki W.: Modułowe urządzenie napinające taśmę i jego charakterystyka statyczna. Materiały na konferencję: III Międzynarodowa Konferencja – Nowoczesne przenośniki taśmowe dla górnictwa podziemnego. Szczyrk, 3-4 IX 1998 r. ISBN 83-904891-7-1
4. Jabłoński R.: Analiza i synteza urządzeń napinających taśmę w przenośnikach taśmowych dużej mocy. Mechanika nr 15. Zeszyty Naukowe AGH. Kraków 1988. ISSN 0239-5320
5. Wójcicki W.: Moc napinania w nadążnym urządzeniu napinającym. Materiały na konferencję: V Międzynarodowe Sympozjum – Nowe kierunki i doświadczenia w zakresie budowy i eksploatacji taśm transporterowych i urządzeń z nimi współpracujących. Ustroń, 5-6.VI.1997 r. ISBN 83-904-891-5-5
6. Wójcicki W.: Rozszerzenie zakresu zastosowania stacji napinających nadążnych. Transport Przemysłowy. Wydawnictwo Lektorium. Nr 1 (11) / 2003. ISSN 1640-5455
7. Wójcicki W.: Zastosowanie urządzenia napinającego dwusystemowego w przenośniku taśmowym. Materiały na konferencję: XIV Międzynarodowe Sympozjum FTT STOMIL Wolbrom. Zakopane 10-12.V.2006 r. ISBN 83-920441-8-5
8. Wójcicki W., Wójcicki M.: <https://www.wnp.pl/gornictwo/dwukierunkowe-napinanie-tasmy-w-przenosniku-tasmowym,350880.html> [dostęp: 08.08.2019]
9. Kulinowski P.: Nadążne urządzenia napinające taśmę – przyszłość czy historia. Materiały na konferencję: Sympozjum naukowo-techniczne Sempertrans. Bukowina Tatrzańska, 22-24 I 2015 r.