ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1978

Seria: GÓRNICTWO z. 90 Nr kol. 577

SŁAWOMIR BRODZIŃSKI
HENRYK KOSTRZEWA

PRZENOŚNIK TAŚMOWY Z NAPĘDAMI POŚREDNIMI TAŚMOWO-TAŚMOWYMI

Streszczenie. W pracy przedstawiono zasady teoretyczne doboru napędów pośrednich taśmowo-taśmowych stosowanych w przenośnikach taśmowych, przegląd rozwiązań konstrukcyjnych przenośników tego typu w ZSRR, Wielkiej Brytanii i RFN oraz ocenę przydatności napędów pośrednich taśmowo-taśmowych w porównaniu z konstrukcjami tradycyjnymi (napędy bębnowe).

1. Wstęp

Do grupy niekonwencjonalnych rozwiązań przenośników taśmowych zaliczyć należy wprowadzany w ostatnich latach przenośnik z pośrednimi napędami taśmowo-taśmowymi. Należy on, ze względu na rozdział funkcji spełnianych przez taśmy, do rodziny przenośników taśmowych z cięgnem pędnym.

W przenośnikach tego typu siły wzdłużne, wywołane oporami ruchu, przenosi przede wszystkim taśma pędna, natomiast leżąca na niej taśma nośna ma za podstawowe zadanie transportowanie nosiwa wzdłuż trasy przenośnika. Przekazywanie siły napędowej z taśmy pędnej na taśmę nośną odbywa się na zasadzie tarcia pomiędzy taśmami. Napędy pośrednie taśmowo-taśmowe mogą być rozmieszczone równomiernie wzdłuż trasy przenośnika i napędzać jego gałąź ładowaną oraz próżną, lub stanowić kombinację z tradycyjnymi napędami bębnowymi zabudowanymi w stacji czołowej i zwrotnej.

Na rys. 1 przedstawiono schemat przenośnika z pośrednimi napędami taśmowo-taśmowymi rozmieszczonymi w gałęzi ładownej oraz jednym tego typu napędem w gałęzi próżnej [4]. Omawiany schemat przenośnika stanowi podstawę do obliczeń napędów pośrednich taśmowo-taśmowych.

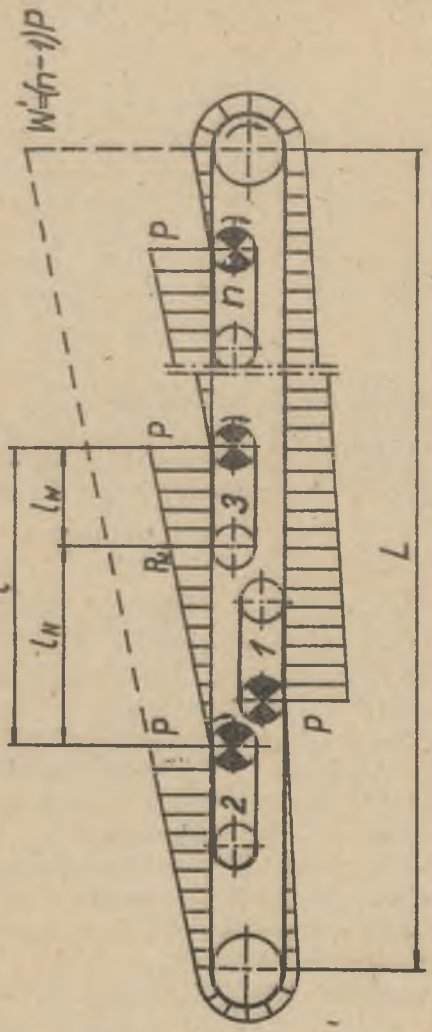
2. Określenie wymaganej ilości napędów

Zakładając równomierne usytuowanie n napędów na trasie przenośnika o całkowitym oporze ruchu W, każdy z napędów przenosi równe obciążenie P, gdzie:

$$P = \frac{W}{n}. \qquad (1)$$

Przyjmując dla uproszczenia liniowy wzrost oporów ruchu (rys. 1) na końcu odcinka l_N (napędzanego pojedynczym napędem), siła w taśmie nośnej:

$$P_N = P \frac{l_N}{l} = W \frac{l_N}{nl}. \qquad (2)$$



Rys.1. Schemat przenośnika taśmowego z napędami pośrednimi taśmowo-taśmowymi

Rys.2. Schemat obciążenia taśmy nośnej:
a/ równomiernie
b/ miejscowo, na odcinkach l_w

Zakładając ponadto z pewnym przybliżeniem, że:

a) na odcinku współpracy taśm nie występuje poślizg niesprężysty,

b) wydłużenia sprężyste współpracujących taśm są identyczne, można przyjąć, że rozdział siły pomiędzy taśmą pędną i nośną na odcinku współpracy l_w jest wprost proporcjonalny do ich modułów sprężystości. Wówczas taśma nośna na odcinku współpracy l_w przenosić będzie siłę P_{w_1}:

$$P_{w_1} = P\frac{l_w}{l}\left(\frac{E_1}{E_1+E_2}\right) = W\frac{l_w}{nl}\left(\frac{E_1}{E_1+E_2}\right), \qquad (3)$$

gdzie: E_1, E_2 - moduły sprężystości taśmy nośnej i pędnej [kN/m],

$$l = l_N + l_W .$$

Napięcie S_{WN} taśmy nośnej na końcu odcinka współpracy l_n, a więc wg przyjętego schematu - maksymalne napięcie w taśmie nośnej na całym obrysie przenośnika (determinujące dobór taśmy nośnej) wynosi:

$$S_{WN} = \left(P_N + P_{w1} + S_o\right).k_{N_1} \qquad (4)$$

gdzie: S_o - napięcie wstępne taśmy nośnej [kN],

k_N - współczynnik nierównomierności rozdziału obciążenia na poszczególne napędy.

Wartość współczynnika k_N zależy od liczby napędów i wynosi [4]:
$k_N = 1{,}25$ dla $n \leq 3$ oraz $k_N = 1{,}4 \div 1{,}8$ dla $3 < n \leq 6$.
Ostatecznie napięcie S_{WN} (wzory 2,3,4) można przedstawić następująco:

$$S_{WN} = \frac{k_N W}{n1}.\left(l_N + \frac{l_W E_1}{E_1+E_2}\right) + k_N.S_o \,. \qquad (5)$$

Określenie maksymalnego napięcia w taśmie pędnej nasuwa więcej problemów. Napięcie S_z w punkcie zbiegania taśmy pędnej (ze względu na zachowanie sprzężenia ciernego tej taśmy z bębnem napędowym oraz napędzanie obu współpracujących taśm obciążonych siłą P na odcinku l jednego napędu pośredniego) ma postać:

$$S_z = \frac{\xi.W}{n\left(e^{\mu\alpha} - 1\right)} \,, \qquad (6)$$

gdzie: $\xi > 1$ - współczynnik uwzględniający opory dodatkowe na odcinku l,

μ - współczynnik tarcia taśmy pędnej o bęben napędowy,

α - kąt opasania taśmy pędnej na bębnie napędowym [rad].

W miejscu nabiegania na bęben napędowy taśma pędna odłącza się od taśmy nośnej, przejmując w tym miejscu całkowite obciążenie obu taśm, które należy uwzględnić w rozważaniach. Maksymalne napięcie taśmy pędnej S_{NP} w miejscach nabiegania na bęben napędowy wynosi więc:

$$S_{NP} = \left(P_N + P_{w_1} + P_{w_2} + S_z\right).k_N \,, \qquad (7)$$

gdzie:

$$P_{w_2} = W.\frac{l_W}{nl}.\left(\frac{E_2}{E_1+E_2}\right), \text{ analogicznie do wzoru (3).} \qquad (8)$$

Uwzględniając poprzednie wyrażenia (2,3,6,7,8) mamy:

$$S_{NP} = \frac{k_N W}{n}.\left(1 + \frac{\xi}{e^{\mu\alpha}-1}\right). \qquad (9)$$

Liczba napędów pośrednich n zdeterminowana jest wytrzymałością obranej taśmy pędnej, która musi być większa od wytrzymałości taśmy nośnej. Taśma pędna przenosić musi bowiem znaczne obciążenia, przy niejednokrotnie mniejszej szerokości od taśmy nośnej. Ponadto jest ona obciążona większymi napięciami wstępnymi, zapewniającymi prawidłowe sprzężenie z bębnem napędowym.

Zakładając, że:

$$S_{NP} < \frac{K_{Pn}}{x}$$

gdzie: K_{Pn} - wytrzymałość nominalna taśmy pędnej na zerwanie [kN],
x - współczynnik bezpieczeństwa dla danego typu taśmy,
wymaganą ilość napędów pośrednich taśmowo-taśmowych można wyznaczyć ze wzoru:

$$n = \frac{K_N \cdot w \cdot x}{K_{Pn}} \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon}{e^{\mu\alpha} - 1}\right). \qquad (10)$$

3. Określenie długości napędu pośredniego

Odcinek trasy przenośnika napędzany pojedynczym napędem pośrednim wynosi $l = l_N + l_w$, gdzie l_w (długość odcinka współpracy obu taśm) jest równocześnie długością przenośnika napędowego. Siła napędowa T pojedynczego przenośnika napędowego powinna być z pewnym zapasem (10 - 25%) większa od sumy obciążenia P napędu i sił dynamicznych W_d powstałych przy rozruchu odcinka l trasy przenośnika.

$$T \geq P + W_d \qquad (11)$$

oraz

$$T = g \cdot q_n \cdot l_w \cdot \mu_t \cdot \cos\beta, \qquad (12)$$

gdzie: q_n - masa nosiwa na odcinku współpracy taśm [kg/m],
β - kąt nachylenia przenośnika,
μ_t - współczynnik tarcia między taśmą nośną i pędną,
μ_t - 0,35 ÷ 0,40 (dla taśmy pędnej wg [3]).
Najczęściej długość napędu pośredniego określa się ze wzoru:

$$l_w = l \cdot \frac{\alpha}{\alpha + 1} \qquad (13)$$

gdzie: $\alpha = l_w / l_w$.

Wartość stosunku α zależy od sposobu obciążenia taśmy nośnej nosiwem (rys.2). Siła napędowa T osiąga najmniejszą wartość podczas biegu jałowego przenośnika, natomiast największą - przy pełnym obciążeniu nosiwem (rys.2a).

Najniekorzystniejsze warunki współpracy obu taśm występują w przypadku miejscowego obciążenia taśmy nośnej nosiwem tylko na odcinkach nie napędzanych l_N, podczas gdy na odcinkach współpracy l_w taśma jest próżna (rys.2b).

Współczynnik α dla rozruchu przenośnika przybiera postać:

a) taśma nośna nieobciążona nosiwem:

$$\alpha_p = \frac{(q_t + q_k)(\omega\cos\beta + \sin\beta) + q_t \frac{a}{g}(1 + K_o)}{q_t\left[\mu_t \cos\beta - \sin\beta - \frac{a}{g}(1 + K_o)\right]}, \qquad (14)$$

b) taśma nośna obciążona równomiernie nosiwem (rys.2a):

$$\alpha_r = \frac{(q_t+q_k+q_n)(\omega\cos\beta+\sin\beta)+(q_t+q_n)\frac{a}{g}(1+K_o)}{(q_t+q_n)\cdot\left[\mu_t\cos\beta-\sin\beta-\frac{a}{g}(1+K_o)\right]}, \qquad (15)$$

c) taśma nośna obciążona miejscowo nosiwem na odcinkach nie napędzanych rys.2b :

$$\alpha_m = \frac{(q_t+q_k+q_n)(\omega\cos\beta+\sin\beta)+(q_t+q_n)\frac{a}{g}(1+K_o)}{q_t\left[\mu_t\cos\beta-\sin\beta-\frac{a}{g}(1+K_o)\right]}, \qquad (16)$$

gdzie: q_t, q_k, q_n - masa jednostkowa taśmy, obracających się części krążników oraz nosiwa [kg/m],

a - przyspieszenie rozruchu [m/s^2],

- współczynnik oporów ruchu taśmy po krążnikach,

K_o - współczynnik dynamiczny uwzględniający rozruch krążników i bębnów,

K_o = 0,05 ÷ 0,08 wg [4].

Geometrię napędu pośredniego przenośnika z taśmą nośną obciążoną równomiernie nosiwem w ruchu ustalonym przedstawia wzór (17).

$$l_w(q_t+q_n)(\mu_t\cos\beta-\sin\beta) \geq l_N(q_t+q_k+q_n)(\omega\cos\beta+\sin\beta), \qquad (17)$$

Natomiast wzór (18) opisuje najniekorzystniejszy przypadek miejscowego obciążenia taśmy nosiwem na odcinkach nie napędzanych, w ruchu ustalonym:

$$l_{wq_t}(\mu_t\cos\beta-\sin\beta) \geq l_N(q_t+q_k+q_n)(\omega\cos\beta+\sin\beta). \qquad (18)$$

Wyrażenie $\frac{\alpha}{\alpha+1}$ ze wzoru (13) dla przypadku opisanego równaniem (18) przybiera wartość 0,4 ÷ 0,6 dla przenośników poziomych, natomiast dla pochyłych (β = 16°) wyrażenie $\frac{\alpha}{\alpha+1}$ = 0,8 ÷ 0,9 [3].

Możliwość wystąpienia najniekorzystniejszego przypadku, opisanego wzorami (16,18) jest w praktyce znikomo mała. Można ją wyeliminować przez odpowiednie podawanie nadawy i wówczas najcięższym reżimem pracy napędów pośrednich będzie okres obciążenia nosiwem jedynie pierwszego napędzanego odcinka taśmy nośnej lub odpowiednio - tylko ostatniego a także rozruch przenośnika bez obciążenia. Wówczas warianty te determinować będą wartość α, tj. geometrię napędu pośredniego [4].

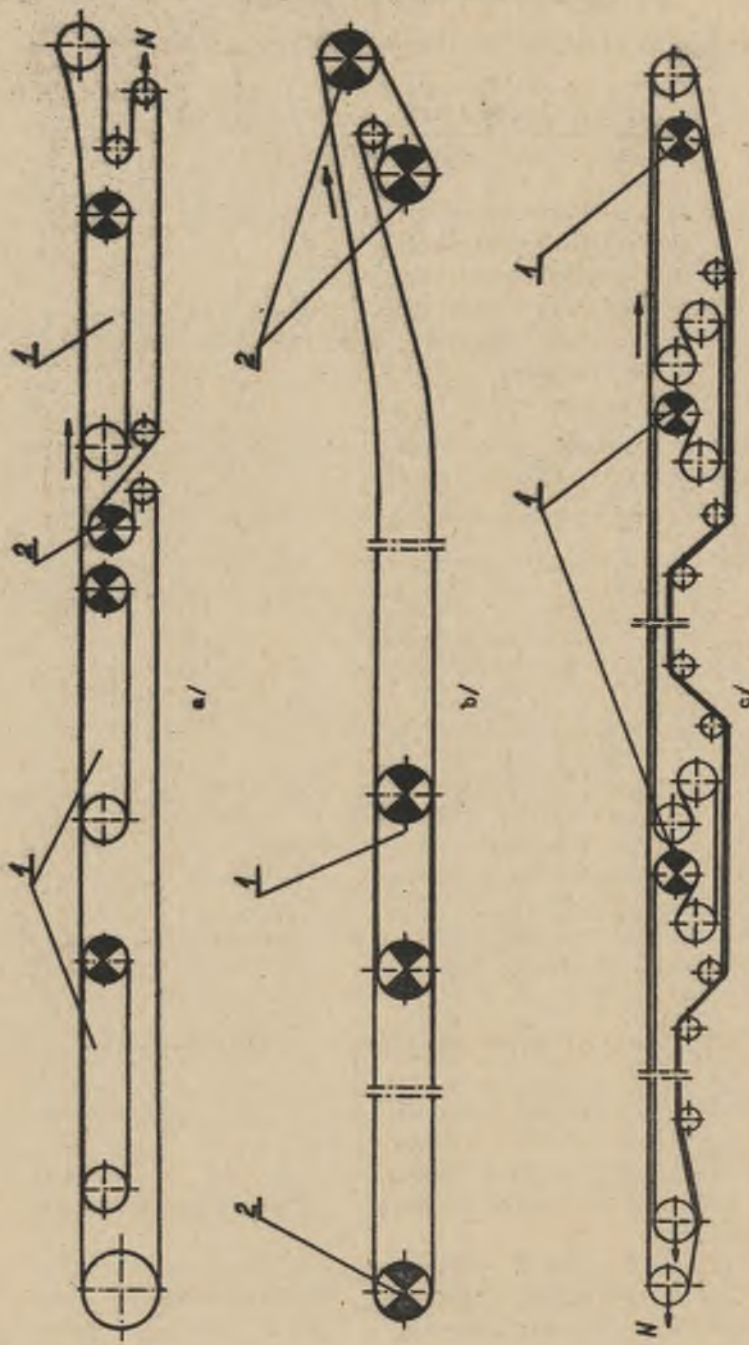
4. Koncepcje zastosowania przenośników z napędami pośrednimi taśmowo-taśmowymi

W dostępnej literaturze spotkać można dwie zasadnicze propozycje zastosowania omawianych przenośników z napędami pośrednimi.

W pracach radzieckich [2,3,4] oraz rozwiązaniach RFN [1] zakłada się stosowanie napędów pośrednich taśmowo-taśmowych w przenośnikach długich o dużych wydajnościach.

Schematy omawianych przenośników przedstawiono na rys.3. Konstrukcja radziecka (rys. 3a) zaprojektowana została dla celów badawczych w Instytucie WN-IIP-T Masz [2]. Przenośnik pracował w różnych warunkach atmosferycznych (w tym zimą - 26°C) w odkrywkowej kopalni piasku. Dane techniczne-

ne omawianego przenośnika wynosiły: szerokość taśmy 800 mm, prędkość taśmy 1,67 m/s, wydajność 450 Mg/h, długość przenośnika 482 m.



Rys.3. Schematy rozwiązań konstrukcyjnych przenośników taśmowych z napędami pośrednimi taśmowo-taśmowymi
1 - napęd pośredni, 2 - napęd bębnowy

Układ napędowy składał się z trzech taśmowo-taśmowych napędów pośrednich w gałęzi ładownej przenośnika oraz dodatkowego napędu bębnowego w gałęzi dolnej. Długość odcinków współpracy taśm stanowiła 50 ÷ 70 % długości przenośnika zależnie od ilości włączanych napędów pośrednich . W przenośniku zastosowano taśmę pędną nieckową o szerokości i typie identycznym z użytą taśmą nośną. Badania eksploatacyjne tego przenośnika miały na celu zebranie doświadczeń przed przystąpieniem do konstruowania przenośników znacznie większych o szerokości taśmy 1200 mm, prędkości 3,15 m/s, wydajności 2100 Mg/h i długości 7000 m, w których łączna moc zainstalowana wyniesie 2400 kW [2]. Przewiduje się zastosowanie w tym przenośniku taśmy pędnej o wytrzymałości ponad dwukrotnie wyższej od wytrzymałości taśmy nośnej.

W RFN firma Krupp [1] zbudowała w kopalni odkrywkowej węgla brunatnego przenośnik doświadczalny z napędem pośrednim. Przenośnik o wydajności 16000 Mg/h miał długość 600 m. Obok tradycyjnych napędów bębnowych zastosowano w nim pojedynczy napęd pośredni taśmowo-taśmowy o długości 150 m. Inny przenośnik podobnej konstrukcji (rys. 3b) o długości 1100 m wyposażono w napęd pośredni o długości 80 m i mocy 2 x 430 kW, napęd czołowy dwubębnowy czterosilnikowy o identycznych jednostkach napędowych oraz napęd zwrotny o mocy 2 x 430 kW. Nadmienić należy, że w omawianej konstrukcji napęd pośredni napędzał także próżną taśmę dolną.

Przewiduje się, że kolejnym etapem wprowadzania przenośników z napędem pośrednim w RFN będzie budowa pojedynczego przenośnika o długości 13 km w kopalni odkrywkowej węgla brunatnego Hambach.

Zdaniem Autora pracy [5] przenośniki z napędami pośrednimi taśmowo-taśmowymi najlepiej nadają się do transportu materiałów o znacznym udziale procentowym brył na średnich odległościach 800 ÷ 1500 m . Specyfika konstrukcji przenośnika z napędami pośrednimi sprawia, że urobek oddziałuje bezpośrednio tylko na taśmę nośną, która stanowi konstrukcję odporną na obciążenia poprzeczne powstałe podczas uderzeń dużych brył urobku. Postulaty te zrealizowano w konstrukcji przenośnika brytyjskiej firmy Cable Belt Ltd [6], którego schemat przedstawiono na rys. 3c.

W przeciwieństwie do wcześniej omawianych przenośników z napędami pośrednimi, zastosowano tu jeden długi przenośnik napędowy z dwoma stacjami napędowymi pośrednimi oraz jedną stacją czołową.

Taśma nośna, nieckowa centrowana jest za pomocą wzajemnie zazębiających się występów nawulkanizowanych na obu taśmach, natomiast o połowę węższa, płaska taśma pędna prowadzona jest pomiędzy nachylonymi (60^{o}) krążnikami bocznymi.

5. Ocena konstrukcji przenośników z napędami pośrednimi taśmowo-taśmowymi

Przyjmując długość przenośnika z jednobębnowym napędem czołowym za jednostkową długość przenośnika z napędami pośrednimi, wyposażonego w taśmę o identycznej wytrzymałości rośnie co najmniej pięciokrotnie [3], w porównaniu do (30 ÷ 40 %) wydłużenia trasy przenośnika z napędem dwubębnowym

oraz (50 ÷ 60 %) wydłużenia dla napędu trójbębnowego w czole i zwrotni . Znaczny wzrost długości przenośnika z napędami pośrednimi nie pociąga za sobą konieczności stosowania taśm o większej wytrzymałości na rozciąganie i często unikalnej konstrukcji. Napędy pośrednie pozwalają bowiem na zastosowanie taśm standardowych, normalnych wytrzymałości.

Równomierne rozmieszczenie napędów wzdłuż trasy przenośnika pozwala znacznie zmniejszyć napięcie taśmy. Już przy zastosowaniu pojedynczego napędu pośredniego można zmniejszyć wytrzymałość taśmy nośnej o ok. 25 % w stosunku do podobnego przenośnika z napędem czołowym [5,6]. Zysk na wytrzymałości taśmy rośnie oczywiście ze wzrostem liczby napędów pośrednich do wartości optymalnej ze względu na wytrzymałość zastosowanej taśmy pędnej.

Mniejsze siły w taśmie powodują również spadek wydłużeń sprężystych taśmy nośnej. Przyjmuje się, że dla ruchu ustalonego, zastosowanie napędu pośredniego o mocy równej mocy napędu czołowego obniża wydłużenie sprężyste o ok. połowę w stosunku do wydłużenia taśmy, powstałego w przypadku napędu czołowego o mocy sumarycznej [5,6].

Dobór taśmy nośnej i pędnej oraz liczby napędów przenośnika wymaga rozpatrzenia kompleksu zagadnień technicznych i ekonomicznych. Taśma nośna, ze względu na mniejsze wymagania wytrzymałościowe, jest tańsza od odpowiedniej taśmy stosowanej w przenośnikach z napędami bębnowymi. Natomiast koszt wysoko wytrzymałej taśmy pędnej można obniżyć ograniczając jej szerokość, np. o połowę.

Rozdział funkcji spełnianych przez obie taśmy podnosi wprawdzie ich sumaryczny koszt, lecz obniża równocześnie koszty eksploatacyjne (większa trwałość taśmy nośnej o ok. 50 %). Porównanie kosztów inwestycyjnych przenośników jednobębnowych czołowych i przenośników z napędami pośrednimi [2] wykazuje w przeliczeniu na 1 km długości trasy spadek o ok. 40 % kosztów przenośnika z napędami taśmowo-taśmowymi (tańsza taśma nośna, mniejsza ilość punktów przesypowych). Koszty eksploatacyjne wg tego samego opracowania są dla przenośników z napędami pośrednimi odpowiednio niższe o (20 ÷ 25 %). Wadą przenośnika taśmowo-taśmowego jest przede wszystkim pewien wzrost oporów ruchu wiążący się z mniejszym napięciem taśmy nośnej. Inną niedogodnością omawianej konstrukcji jest potrzeba stosowania bębnów o większych średnicach dla wysoko wytrzymałej taśmy pędnej.

Zastosowanie przenośników długich z napędami pośrednimi ma przede wszystkim na celu ograniczenie liczby przenośników szeregowego układu transportowego. Prowadzi to do ograniczenia liczby punktów przesypowych, a w efekcie do zmniejszenia rozdrabniania nosiwa, podwyższenia trwałości taśmy nośnej, zmniejszenia liczby personelu oraz podwyższenie niezawodności układu.

Poważną zaletą omawianego napędu jest też jego duża elastyczność pozwalająca instalować napędy pośrednie w miarę wydłużenia trasy przenośnika lub zmiany wysokości transportowania nosiwa.

Do zalet przenośników z napędami pośrednimi zaliczyć należy także standaryzację elementów konstrukcji. Konstrukcja nośna trasy przenośnika oraz

napędy taśmowe wykonywane są z typowych elementów i zespołów, wypróbowanych w rozwiązaniach przenośników "klasycznych". Przedstawione powyżej zalety przenośników z napędami pośrednimi taśmowo-taśmowymi rokują nadzieję szerszego wprowadzania tych konstrukcji do eksploatacji w górnictwie odkrywkowym i podziemnym.

LITERATURA

[1] Deutsche Hebe - und Fördertechnik 1975/9, s. 54.

[2] Djačkov V.K.: Pervyj promyšlennyj obrazec mnogoprivodnogo lentočnogo konvejera. Mechanizacija i avtomatizacija proizvodstva 1974/10, s. 8/10.

[3] Djačkov V.K.: Transportirovanije massovych nasypnych gruzov na bolšije rasstojanija. Mechanizacija i avtomatizacija proizvodstva 1969/11, s. 19/23.

[4] Djačkov V.K.: Vybor količestva i parametrov privodov mnogoprivodnogo lentočnogo konvejera. Vestnik mašinostroenija 1973/12, s. 26/29.

[5] Żur T.: Urządzenia transportowe w górnictwie. Cz. II Transport taśmowy. Skrypt Pol.Wrocławskiej 1974.

[6] Żur T., Majcherkiewicz J.: Nowa koncepcja konstrukcyjna przenośnika taśmowego z zastosowaniem oddzielnych taśm: nośnej i pędnej. Przegląd mechaniczny 1974/3, s. 93/95.

ЛЕНТОЧНЫЙ КОНВЕЙЕР С ПОСРЕДСТВЕННЫМИ ПРИВОДАМИ ЛЕНТОЧНО-ЛЕНТОЧНЫМИ

Р е з ю м е

В статье были представлены принципы теоретического подбора посредственных приводов ленточно-ленточных, применяемых в ленточных конвейерах. Дается перечень конструкционных решений конвейеров этого типа в СССР, Великобритании и ФРГ, а также оценка пригодности посредственных приводов ленточно-ленточных по сравнению с традиционными решениями / барабанный привод/

BELT CONVEYOR WITH INTERMEDIATE BAND DRIVES

S u m m a r y

The theoretical principles of selection of the intermediate band drives to be used in belt conveyors both with review of such constructions in the USSR, UK and W.Germany have been presented in the paper. The evaluation of the intermediate band drives versus drum dvives has been also made.