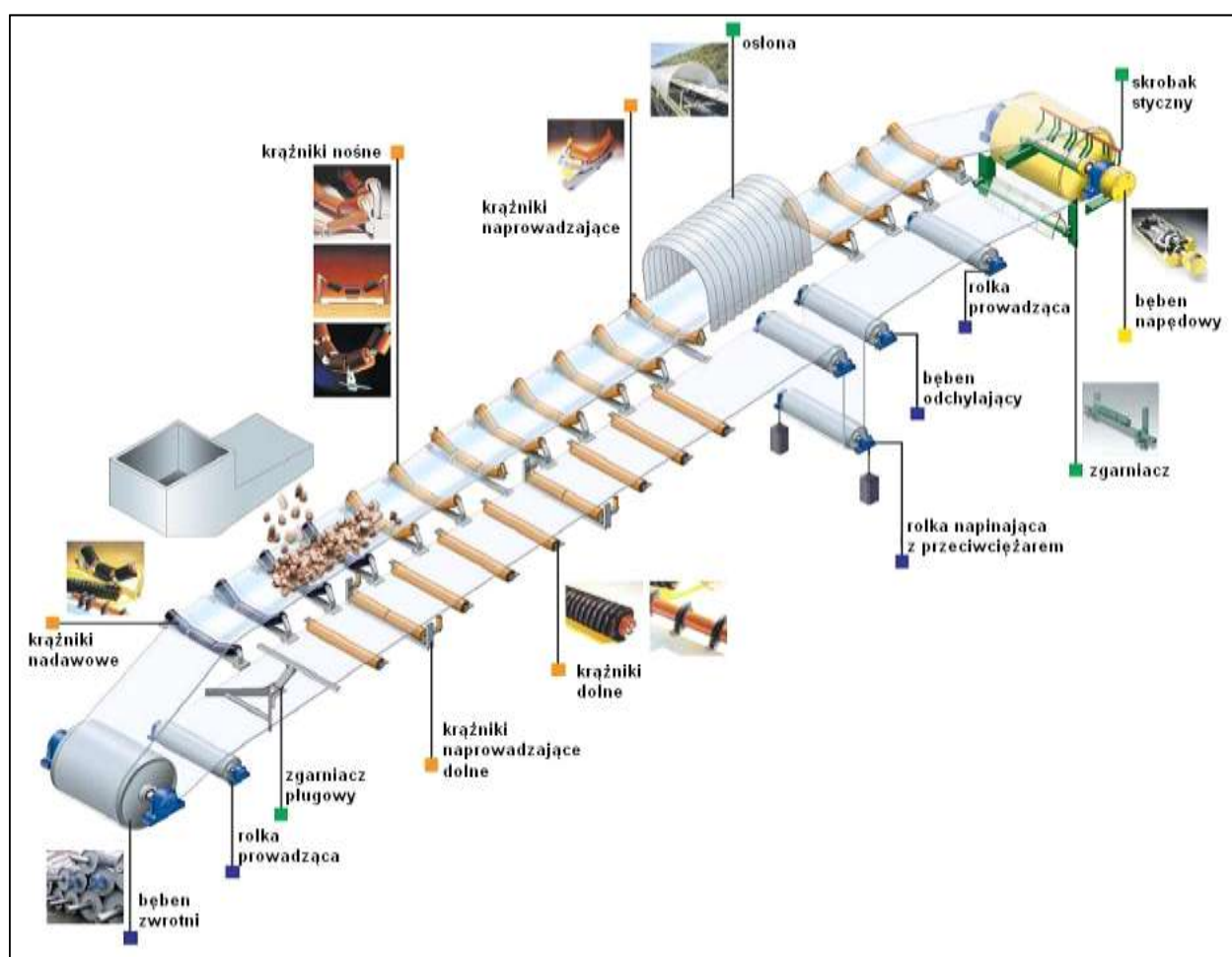


Dobór mocy napędu i wytrzymałości taśmy przenośnika w warunkach pracy ustalonej



Dr inż. Piotr Kulinowski

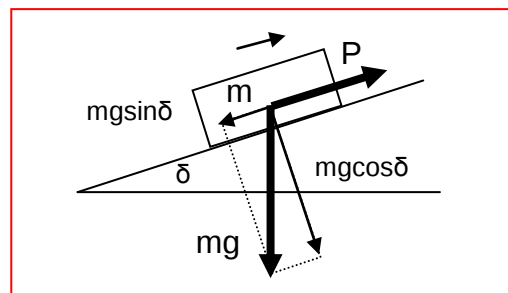
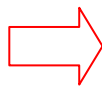
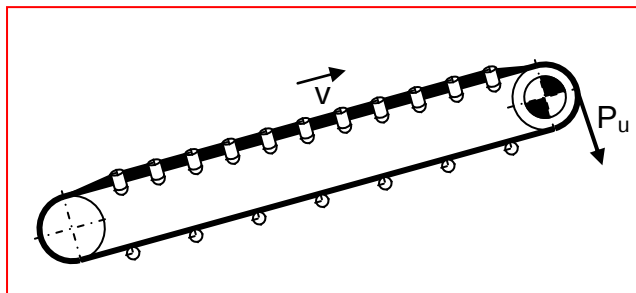
1 Wykaz ważniejszych symboli i oznaczeń

B	– szerokość taśmy, [mm]
C	– współczynnik uwzględniający skupione opory ruchu przenośnika przy nominalnym obciążeniu,
D_b	– średnica bębna, [mm]
f	– współczynnik oporów ruchu przenośnika przy nominalnym obciążeniu,
f_u	– zwis taśmy między krążnikami, [mm]
g	– przyspieszenie ziemskie, [m/s ²]
H	– wysokość podnoszenia lub opuszczania materiału transportowanego, [mm] (różnica poziomów między bębnem czołowym i zwrotnym)
K	– jednostkowa siła rozciągająca taśmę, [N/mm]
k_N	– współczynnik rezerwy mocy,
K_n	– nominalna wytrzymałość taśmy na zerwanie, [kN/m]
K_u	– dopuszczalne naprężenie użyteczne w taśmie w ruchu ustalonym, [kN/m]
L	– długość przenośnika, [m]
l_{kd}	– rozstaw zestawów krążnikowych dolnych, [m]
l_{kg}	– rozstaw zestawów krążnikowych górnych, [m]
N_c	– całkowita moc napędu, [kW]
n_d	– liczba dolnych zestawów krążnikowych w przenośniku,
n_g	– liczba górnych, nośnych zestawów krążnikowych w przenośniku,
N_z	– znamionowa moc napędu, [kW]
N_{Zs}	– moc znamionowa poszczególnych silników w przenośniku, [kW]
P_u	– siła obwodowa na bębnie w ruchu ustalonym, [kN]
Q_(t)	– chwilowa wydajność objętościowa, [m ³ /s]
Q_m	– wydajność masowa, [kg/s]
Q_{mh}	– wydajność masowa, [kg/h]
Q_{zh}	– nominalna wydajność objętościowa, [m ³ /h]
S	– siła rozciągająca taśmę, [kN]
S_{1u}	– siła w ciągnię górnym w ruchu ustalonym, [kN]
S_{2u}	– siła w ciągnię dolnym w ruchu ustalonym, [kN]
S_{dmin}	– minimalna siła w taśmie ciągną dolnego, [N]
S_{gmin}	– minimalna siła w taśmie ciągną górnego, [N]
S_i	– siła w taśmie w punkcie i, [kN]
T_o	– temperatura otoczenia, [°C]
v	– prędkość taśmy, [m/s]
W_c	– całkowite opory ruchu, [N]
W_D	– opory dodatkowe, [kN]
W_d	– opory przesuwania ciągną dolnego, [kN]
W_G	– opory główne, [kN]
W_g	– opory przesuwania ciągną górnego, [kN]
W_H	– opory podnoszenia materiału transportowanego, [kN]
W_S	– opory skupione, [kN]
z_d	– liczba krążników w zestawie dolnym,
z_e	– liczba krążników w zestawie nadawowym,
z_g	– liczba krążników w zestawie górnym, nośnym,
α	– kąt opasania, [°]
δ	– kąt nachylenia przenośnika, [°]
η	– sprawność,
η_m	– sprawność mechanizmu napędowego,
μ	– współczynnik tarcia,

2 Obliczanie przenośników taśmowych metodą podstawową

2.1 Model przenośnika taśmowego

W ruchu ustalonym ($v = \text{const}$) $\rightarrow P_u = W_c$



Siła tarcia Siła ciężkości
 $P = W = \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \delta + m \cdot g \cdot \sin \delta$

W przenośniku taśmowym:

$\mu \rightarrow f$ $m \rightarrow \sum m_i$

$$P_u = W_c = f \cdot \sum m_i \cdot g \cdot \cos \delta + \sum m_i \cdot g \cdot \sin \delta \quad [\text{N}]$$

2.2 Masy elementów ruchomych przenośnika - $\sum m_i$

Do obliczeń oporów ruchu muszą być znane masy wszystkich elementów ruchomych na trasie przenośnika. Masę ruchomą stanowi nie tylko materiał transportowany, ale także masa taśmy i masa obracających się części krążników.

Masa m'_i urobku obciążającego 1 [m] długości taśmy przenośnika

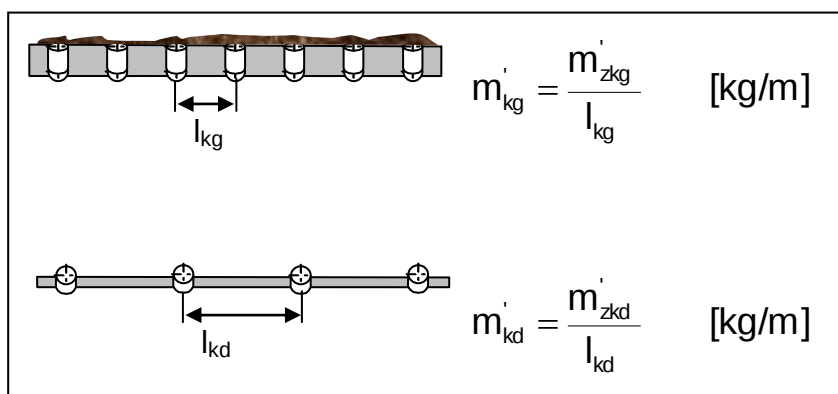
Masa m'_i urobku obciążającego 1 [m] długości taśmy przenośnika może być wyliczona z wydajności przenośnika i prędkości taśmy według poniższego wzoru:

$$m'_i = \frac{Q}{3.6 \cdot v} \quad [\text{kg/m}]$$

Masa m'_k obrotowych części krążników przypadająca na 1 [m] długości przenośnika.

Masę obrotowych części krążników przypadających na 1 [m] długości przenośnika oblicza się wzorem:

$$m'_k = \frac{m'_{zkg}}{l_{kg}} + \frac{m'_{zkd}}{l_{kd}} \quad [\text{kg/m}]$$



Masę taśmy przypadającą na 1 [m] długości przenośnika oblicza się wzorem:

$$m_t = \frac{B}{1000} \cdot m_{tj} \quad [\text{kg/m}]$$

Wartości mas obrotowych części krążników (w układach nieckowych)

Szerokość taśmy B [mm]	Średnica krążnika [mm]	Masa [kg] - m'_{zkg} , m'_{zkd}			
		Ilość krążników w zestawie			
		1 krążnik	2 krążniki	3krążniki	5 krążników
300	88,9	3,2	4,1		
400	88,9	3,9	4,7	5,4	
	108	5,6	6,6	7,3	
	133	7,6	8,7	9,6	
500	88,9	4,5	5,5	6,1	
	108	6,6	7,8	8,4	
	133	8,9	10,4	11,1	
650	88,9	5,5	6,3	7,0	
	108	8,0	9,0	9,8	
	133	10,8	12,1	13,1	
800	88,9	6,7	7,4	8,3	9,0
	108	9,8	10,6	11,6	12,4
	133	13,3	14,2	15,6	16,3
1000	108	11,7	13,2	13,6	14,2
	133	15,9	17,8	18,2	18,9
	159	21,9	24,7	26,3	28,0
1200	108	14,2	15,0	16,3	16,3
	133	19,3	20,5	22,3	21,7
	159	26,1	28,0	24,5	31,9
1400	133	21,8	23,3	25,0	24,3
	159	29,3	31,6	35,5	35,0
1600	133	25,1	26,5	28,0	28,5
	159	33,4	35,0	38,7	39,3
1800	133	27,6	29,1	30,7	31,5
	159	37,8	39,5	42,4	42,5
2000	133	30,2	31,8	33,3	33,5
	159	40,2	43,3	47,0	46,5
	193,7	69,1	76,4	80,1	89,5
2200	159	46,5	49,0	50,1	49,5
	193,7	77,8	82,6	93,2	95,5
2400	159	50,7	51,5	53,5	53,0
	193,7	86,6	91,4	93,2	100,5
2600	159		55,1	57,5	56,5
	193,7		97,2	97,6	107,0
2800	159		58,5	59,1	60,0
	193,7		103,0	106,4	113,0
3000	159		63,0	65,5	65,0
	193,7		109,0	112,5	121,5
3200	159		70	71,5	68,0
	193,7		120	123,0	126,5

Taśmy z rdzeniem tkaninowym - masa taśmy m_{ti} jest sumą masy rdzenia i okładek

Typ taśmy	Grubość rdzenia [mm]	Masa rdzenia [kg/m ²]	Masa okładek dla zadanej grubości [kg/m ²]						
			3	4	5	6	8	10	12
200/3	2.7	3.1	6.6	7.7	8.9	10.0	12.3	14.6	16.9
250/3	2.8	3.2	6.7	7.8	9.0	10.1	12.4	14.7	17.0
315/3	3.0	3.4	6.9	8.0	9.2	10.3	12.6	14.9	17.2
315/4	3.7	4.3	7.8	8.9	10.1	11.2	13.5	15.8	18.1
400/3	3.2	3.7	7.2	8.3	9.5	10.6	12.9	15.2	17.5
400/4	4.1	4.6	8.1	9.2	10.4	11.5	13.8	16.1	18.4
500/3	3.6	4.0	7.5	8.6	9.8	10.9	13.2	15.5	17.8
500/4	4.3	5.0	8.5	9.6	10.8	11.9	14.2	16.5	18.8
630/3	3.9	4.3	7.8	8.9	10.1	11.2	13.5	15.8	18.1
630/4	4.8	5.3	8.8	9.9	11.1	12.2	14.5	16.8	19.1
630/5	5.5	6.2	9.7	10.8	12.0	13.1	15.4	17.7	20.0
800/3	4.5	5.0	8.5	9.6	10.8	11.9	14.2	16.5	18.8
800/4	5.2	5.8	9.3	10.4	11.6	12.7	15.0	17.3	19.6
800/5	6.0	6.7	10.2	11.3	12.5	13.6	15.9	18.2	20.5
1000/4	6.1	6.8	10.3	11.4	12.6	13.7	16.0	18.3	20.6
1000/5	6.5	7.3	10.8	11.9	13.1	14.2	16.5	18.8	21.1
1000/6	7.3	8.1	11.6	12.7	13.9	15.0	17.3	19.6	21.9
1250/4	7.2	8.3	11.8	12.9	14.1	15.2	17.5	19.8	22.1
1250/5	7.6	8.6	12.1	13.2	14.4	15.5	17.8	20.1	22.4
1250/6	7.8	8.8	12.3	13.4	14.6	15.7	18.0	20.3	22.6
1600/4	8.7	9.4	12.9	14.0	15.2	16.3	18.6	20.9	23.2
1600/5	9.1	10.5	14.0	15.1	16.3	17.4	19.7	22.0	24.3
1600/6	9.2	10.4	13.9	15.0	16.2	17.3	19.6	21.9	24.2
2000/5	11.0	11.9	15.4	16.5	17.7	18.8	21.1	23.4	25.7
2000/6	11.0	12.7	16.2	17.3	18.5	19.6	21.9	24.2	26.5
2500/6	13.4	14.4	17.9	19.0	20.2	21.3	23.6	25.9	28.2

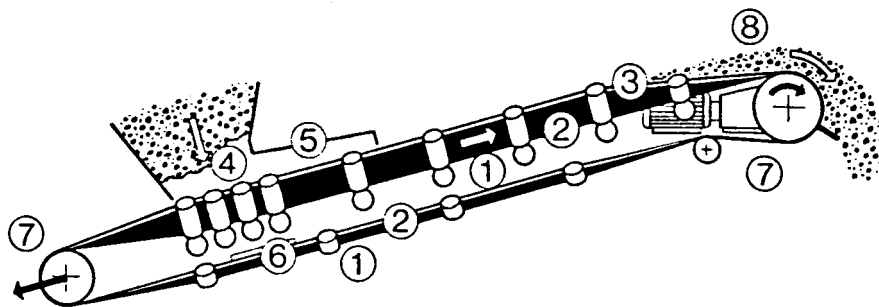
Taśmy z rdzeniem z linek stalowych

Typ taśmy	Średnica linki	Masa taśmy dla zadanej grubości okładek [kg/m ²]							
		10	11	12	13	14	15	16	20
ST500	2.7	16.4	17.5	18.6	19.8	20.9	22.0	23.1	27.6
ST630	2.7	16.9	18.0	19.2	20.3	21.4	22.5	23.6	28.1
ST800	3.1	18.4	19.5	20.6	21.7	22.9	24.0	25.1	29.6
ST900	3.6	19.4	20.5	21.6	22.8	23.9	25.0	26.1	30.6
ST1000	3.6	19.8	20.9	22.0	23.2	24.3	25.4	26.5	31.0
ST1150	4.1	20.5	21.6	22.7	23.8	24.9	26.1	27.2	31.7
ST1250	4.1	21.0	22.1	23.2	24.3	25.5	26.6	27.7	32.2
ST1400	4.4	22.2	23.3	24.4	25.5	26.6	27.8	28.9	33.4
ST1600	5.0	23.5	24.6	25.7	26.8	28.0	29.1	30.2	34.7
ST1800	5.0	24.0	25.1	26.3	27.4	28.5	29.6	30.7	35.2
ST2000	5.0	24.6	25.8	26.9	28.0	29.1	30.2	31.4	35.8
ST2250	5.9	28.0	29.1	30.2	31.3	32.5	33.6	34.7	39.2
ST2500	6.3	29.4	30.5	31.6	32.7	33.9	35.0	36.1	40.6
ST2750	6.9	30.1	31.2	32.3	33.4	34.5	35.7	36.8	41.3
ST3150	7.4	32.6	33.7	34.8	35.9	37.1	38.2	39.3	43.8
ST3500	7.6	34.6	35.7	36.8	37.9	39.1	40.2	41.3	45.8
ST3750	8.2	36.7	37.8	38.9	40.0	41.1	42.3	43.4	47.9
ST4000	8.6	38.1	39.3	40.4	41.5	42.6	43.7	44.9	49.3
ST4250	8.8	39.8	40.9	42.0	43.2	44.3	45.4	46.5	51.0
ST4500	9.6	41.7	42.8	43.9	45.0	46.2	47.3	48.4	52.9
ST4750	9.6	43.3	44.5	45.6	46.7	47.8	48.9	50.1	54.5
ST5000	10.7	45.1	46.2	47.4	48.5	49.6	50.7	51.8	56.3

2.3 Opory ruchu.

Opory ruchu przenośnika taśmowego występujące przy stałej jego prędkości (nominalnej) ze względu na właściwości fizyczne można podzielić na opory wywołane:

- siłami tarcia,
- składowymi sił ciężkości,
- siłami bezwładności (w miejscu załadunku materiału transportowanego na taśmę).



Źródła oporów ruchu przenośnika.

1. Opory ruchu krążników.
2. Opory przeginalnia taśmy.
3. Opory związane z falowaniem urobku.
4. Opory w miejscu załadunku związane z rozpędzaniem ładunku.
5. Opory w miejscu załadunku związane z tarcie.
6. Opory urządzeń czyszczących.
7. Opory przeginalnia taśmy na bębnach.
8. Opory związane z podnoszeniem urobku.

Ze względów obliczeniowych opory ruchu przenośnika dzieli się na:

- opory główne W_G – wywołane siłami tarcia równomiernie rozłożonymi wzdłuż długości przenośnika (np. opory obracania krążników, opory tarcia toczenia, opory przeginalnia taśmy, opory falowania urobku itp.),
- opory skupione W_S – występujące w miejscach załadunku (np. opory wywołane siłami bezwładności, tarcie urobku o elementy formujące pryzmę materiału transportowanego na taśmie) i w miejscach zetknięcia się taśmy z innymi elementami przenośnika (np. urządzeniami czyszczącymi, bębnami),
- opory podnoszenia W_H – wynikają z siły grawitacji. Opory te są: dodatnie gdy ładunek jest podnoszony, a ujemne gdy opuszczany.
- opory dodatkowe W_D – wywołane zastosowaniem w przenośniku specjalnego urządzenia (np. zgarniaka, krążników z wyprzedzeniem itp.).

Najczęściej stosowaną metodą obliczania oporów ruchu przenośników taśmowych o długościach $80 \div 5\,000$ [m] i nachyleniach nie większych od 15° jest metoda tzw. podstawowa. Pozwala ona z dostateczną dokładnością określić opory ruchu wg DIN 22101 pod warunkiem trafnego dobrania wartości współczynnika tarcia f .

2.3.1 Współczynniki oporów ruchu

Fikcyjny współczynnik tarcia f określany jako współczynnik oporu ruchu obejmuje łącznie opory ruchu górnej i dolnej gałęzi przenośnika. Wartości współczynnika f podane w tablicy dotyczą obciążenia przenośnika ładunkiem w zakresie $70 \div 110\%$ ustalonego obciążenia nominalnego i strzałki ugięcia taśmy nie przekraczającej 1% . Wzrost naciągu taśmy i zmniejszenie strzałki ugięcia, podobnie jak i zwiększenie średnicy krążników, powoduje zmniejszenie wartości f . Dobrane z tablicy wartości współczynnika f^+ (taśma napędzana silnikiem) i f^- (taśma hamowana generatorowo) należy pomnożyć przez współczynnik c_T zwiększając go przy spadku temperatury otoczenia.

Wartości współczynnika oporów ruchu f .

Napęd silnikowy Przenośniki wznoszące, poziome lub nieznacznie opuszczające						
Warunki eksploatacji przenośnika	f^+ w zależności od prędkości taśmy					
	v [m/s]					
	1	2	3	4	5	6
Wykonanie normalne, ładunek z przeciętnym tarcie wewnętrznym	0,016	0,0165	0,017	0,018	0,02	0,022
Dobre ułożenie przenośnika, krążniki lekko obracające się, ładunek z małym tarcie wewnętrznym	0,0135	0,014	0,015	0,016	0,017	0,019
Niekorzystne warunki ruchowe, ładunek z dużym tarcie wewnętrznym	0,023 ÷ 0,027					
Przenośniki oddziałowe w górnictwie podziemnym	0,027 ÷ 0,03					

Hamowanie generatorowe Przenośniki transportujące silnie w dół	
Warunki eksploatacji przenośnika	f^-
Dobre ułożenie przenośnika przy normalnych warunkach ruchowych, ładunek z małym do średniego tarcie wewnętrznym	0,012 ÷ 0,016

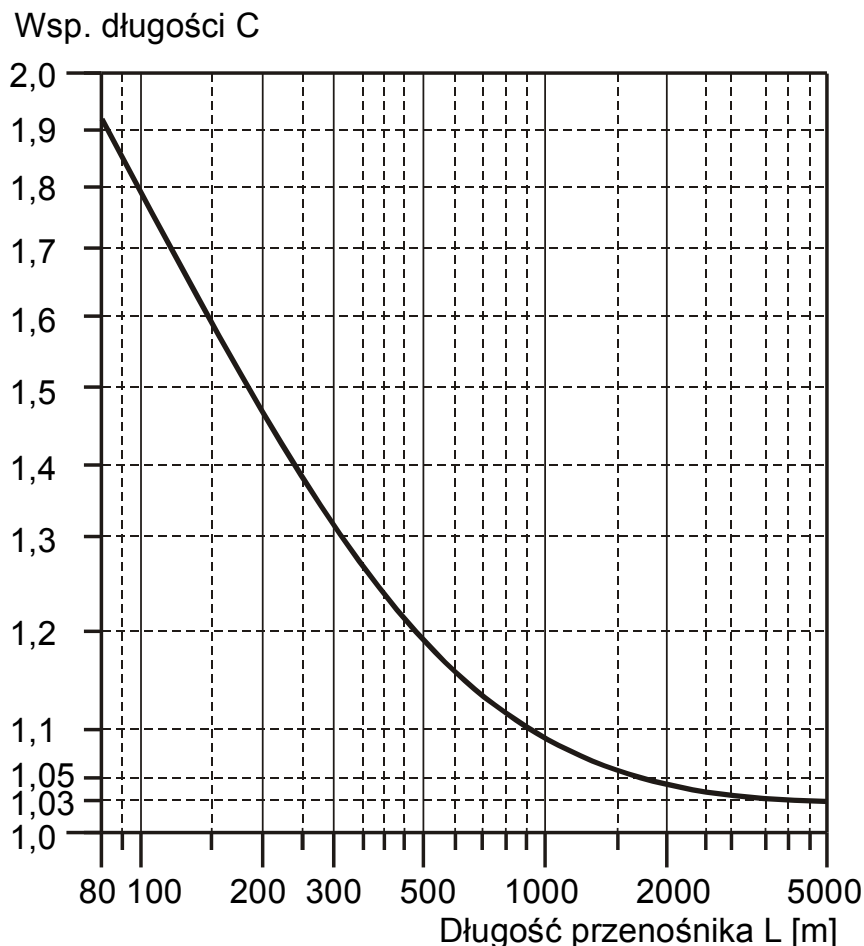
Wartości współczynnika c_T w zależności od temperatury						
Temperatura °C	+20	+10	0	-10	-20	-30
c_T	1	1,01	1,04	1,10	1,16	1,27

Uwaga:

Za wartość standardową uważa się $f^+ = 0,02$, a dla górnictwa podziemnego $0,025$. Jeżeli jednak przenośnik pracuje w atmosferze o podwyższonej wilgotności i o dużym zapyleniu, a jego ułożenie odbiega od linii prostej, to wartość f^+ może wzrosnąć nawet do $0,06$. Podobny wzrost wartości f^+ wywołuje transport dużych brył (max $400 \div 500$ [mm]), szczególnie gdy bryły te przemieszczają się oddzielnie.

Do obliczenia oporów skupionych potrzebna jest wartość współczynnika **C**. Opory skupione są wywoływane przede wszystkim siłami bezwładności i siłami tarcia występującymi w rejonie punktu załadunkowego. Wartości współczynnika **C** w zależności od długości przenośnika **L** (wg DIN 22101) zestawiono w tabeli. Za pomocą tego współczynnika można dość dokładnie obliczać przenośniki o długości powyżej 80 [m].

Wykres współczynnika C w funkcji długości przenośnika L.



Współczynnik C w funkcji długości przenośnika L.

L [m]	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300	350	400
C	1,92	1,86	1,78	1,70	1,63	1,56	1,50	1,45	1,38	1,31	1,27	1,25
L [m]	450	500	550	600	700	800	900	1000	1500	2000	2500	5000
C	1,22	1,20	1,18	1,17	1,14	1,12	1,10	1,09	1,06	1,05	1,04	1,03

W przypadku przenośników krótszych od 80 [m] wartość współczynnika **C** należy odczytać z tabeli:

Współczynnik C w funkcji długości przenośnika L dla przenośników o długości mniejszej od 80 [m].

L [m]	3	4	6	10	16	20	25	32	40	50	63
C	9,0	7,6	5,9	4,5	3,6	3,2	2,9	2,6	2,4	2,2	2,0

2.3.2 Obliczanie oporów ruchu.

Całkowity opór ruchu można obliczyć wg wzoru:

$$W_C = C \cdot f \cdot L \cdot [m'_k + (2 \cdot m_t + m'_l) \cdot \cos \delta] \cdot g + H \cdot m'_l \cdot g \quad [\text{N}]$$

Na opór całkowity składa się suma poszczególnych oporów:

$$W_C = W_G + W_S + W_H + W_D$$

Opory główne wyliczane są z wzoru:

$$W_G = f \cdot L \cdot [m'_k + (2 \cdot m_t + m'_l) \cdot \cos \delta] \cdot g \quad [\text{N}]$$

Opory skupione określane są przy użyciu współczynnika C .

$$W_S = (C - 1) \cdot W_G \quad [\text{N}]$$

Opory podnoszenia określane są zależnością:

$$W_H = H \cdot m'_l \cdot g \quad [\text{N}]$$

Rozdzielając opory ruchu na gałąź górną i dolną musimy uwzględnić zróżnicowane wartości f . Opory te będą zatem określane zależnościami:

$$W_g = C \cdot f_g \cdot L \cdot [m'_{kg} + (m_t + m'_l) \cdot \cos \delta] \cdot g + H \cdot (m_t + m'_l) \cdot g \quad [\text{N}]$$

$$W_d = C \cdot f_d \cdot L \cdot [m'_{kd} + m_t \cdot \cos \delta] \cdot g - H \cdot m_t \cdot g \quad [\text{N}]$$

Jeżeli nie zna się dokładnych wartości f_g i f_d to można przyjąć:

$$f_g \approx f_d \approx f$$

Warunek sprawdzający: $W_C = W_g + W_d$

2.4 Obliczenie i dobór mocy napędu.

Niezbędną moc potrzebną do napędu przenośnika, która poprzez jeden lub jednocześnie kilka bębnow napędowych musi być przekazana taśmie, wyznaczają całkowite opory ruchu W_C .

$$N = \frac{W_C}{1000} \cdot v \quad [\text{kW}]$$

Całkowita moc napędu niezbędna do utrzymania obciążonego przenośnika w ruchu wynosi:

$$N_C = \frac{N}{\eta^+} \quad \text{lub} \quad N_C = N \cdot \eta^- \quad [\text{kW}]$$

gdzie sprawność napędu η należy dobrać z tablicy:

Sprawność napędu.

Rodzaj napędu	napęd jednobębnowy η^+	napęd wielobębnowy η^+	napęd hamujący η^-
Elektrobęben	0,96		
Elektromechaniczny (silnik elektryczny, sprzęgło podatne, przekładnia)	0,94	0,92	
Elektromechaniczny + sprzęgło hydrokinetyczne	0,9	0,85	0,95 ÷ 1,0
Hydrauliczny	0,86	0,80	

Moc zainstalowanych silników jest z reguły większa od mocy wymaganej:

$$N_Z \geq N_C \cdot k_N \quad [\text{kW}]$$

gdzie:

$k_N = 1,05 \div 1,1$ – współczynnik rezerwy mocy (przy dwóch bębnach napędowych $k_N = 1,05$, przy trzech lub większej liczbie bębnow $k_N = 1,1$)

$$N_Z = \sum N_{Zs}$$

gdzie:

N_{Zs} – moc znamionowa poszczególnych silników dobierana z tablicy.

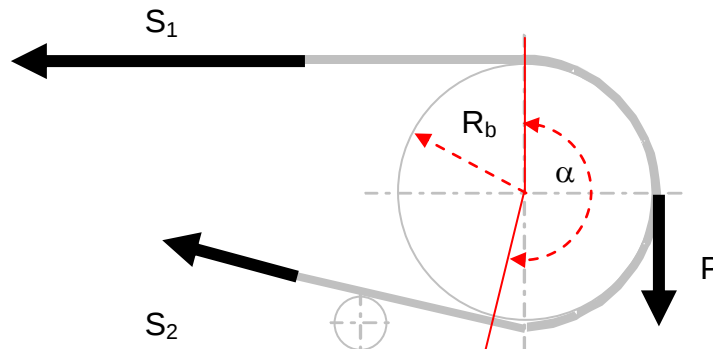
Szereg mocy silników wg DIN 42973

Moc silnika [kW]	Moc silnika [kW]	Moc silnika [kW]
22	110	500
30	132	630
37	160	1000
45	200	1500
55	250	2000
75	315	
90	400	

3 Obliczenia sił w taśmie

3.1 Sprężenie cienne.

Rozkład sił na bębnie napędowym przenośnika taśmowego



$$P = S_1 - S_2$$

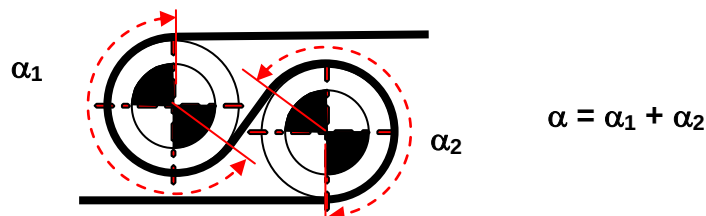
$$\frac{S_1}{S_2} \leq e^{\mu\alpha}$$

Wykorzystując wzór Eulera obliczamy siłę S_1 . Podstawiając S_1 do wzoru otrzymujemy:

$$P \leq S_2 \cdot e^{\mu\alpha} - S_2, \quad \text{czyli} \quad P \leq S_2 \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \quad (\text{na granicy poślizgu})$$

Stosunek sił S_1/S_2 powinien być mniejszy lub równy wartości $e^{\mu\alpha}$. Wzrost tego stosunku ponad wartość dopuszczalną prowadzi do powstania poślizgu niesprężystego (makropoślizgu) całej taśmy względem bębna napędowego, zmniejszenia współczynnika tarcia, wzrostu temperatury co może spowodować zniszczenie przenośnika taśmowego. Zwiększając μ , α poprzez zastosowanie wykładzin ciernych bębnow napędowych, napędów wielobębnowych uzyskuje się większą wartość S_1/S_2 .

Kąt opasania α w napędzie dwubębnowym.



$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$$

Wartość współczynnika tarcia μ zależy od wielu czynników, a w tym od typu taśmy, rodzaju powierzchni bębna napędowego i jej stanu, prędkości poślizgu sprężystego taśmy i nacisków. Wartość μ maleje ze wzrostem nacisków i zwiększa się ze wzrostem poślizgu sprężystego. Wartość współczynnika tarcia μ przedstawia tablica.

Wartości współczynnika tarcia między taśmą, a bębnem napędowym μ .

Stan Powierzchni	Bęben stalowy, gładki, Bez korozji	Okładzina gumowa, twardość 60 Shore A, grubość 8 [mm]	Okładzina poliuretanowa, twardość 75 shore A, grubość 11 [mm]	Okładzina ceramiczna, grubość 11 [mm]
Suchy	0,35 ÷ 0,4	0,4 ÷ 0,45	0,35 ÷ 0,4	0,4 ÷ 0,45
Mokry czysty	0,1	0,35	0,35	0,35 ÷ 0,4
Mokry zanieczyszczony	0,05 ÷ 0,1	0,25 ÷ 0,3	0,2	0,35

3.2 Siły występujące w taśmie.

Dla ruchu ustalonego $P = W_c$,
zatem

$$S_2 \geq \frac{W_c \cdot k_p}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad [\text{N}]$$

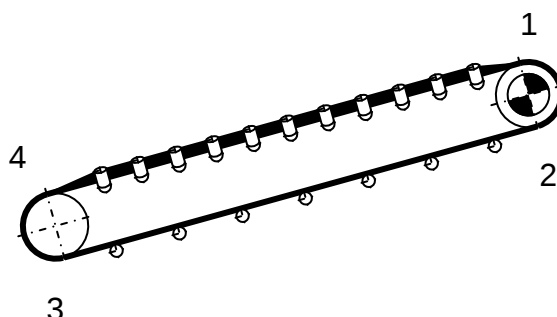
Współczynnik k_p , zabezpieczenia przed makropoślizgiem układu ciernego taśma-bęben napędowy przyjmuje się z przedziału k_p [1.2÷1.3] dla ruchu ustalonego. Dla urządzeń napinających nadążnych (w tym ciężarowych) można przyjąć $k_p=1.1$. Dla długich przenośników i nienadążnych urządzeń napinających należy przyjmować $k_p=1.4$.

$$S_2 = \frac{W_c \cdot k_p}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$S_3 = S_2 + W_d$$

$$S_4 = S_3$$

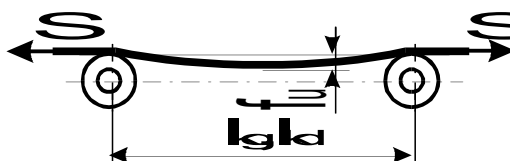
$$S_1 = S_4 + W_g$$



Analizując powyższy wzór, projektant powinien ustalić wartość współczynnika tarcia μ i kąta opasania α oraz sprawdzić S_s z warunku zwisu taśmy w punkcie przenośnika o najmniejszej sile rozciągającej taśmę.

Strzałka zwisu taśmy wpływa na opory zginania taśmy i falowania urobku. Wraz ze wzrostem wartości f_u zwiększają się opory ruchu przenośnika. Wielkość strzałki ugięcia decyduje o prawidłowej pracy przenośnika. Należy więc tak dobierać $S_{\min}$, aby zachować zależność:

$$\frac{f_u}{l_{kg, kd}} = 0,015$$



Uproszczony schemat ugięcia taśmy między zestawami krążnikowymi.

Strzałka zwisu powinna być tym mniejsza, im większa jest prędkość taśmy i im większe są bryły transportowanego urobku. Minimalną siłę w taśmie przeciwdziałającą zwisowi w górnej i dolnej gałęzi taśmy określają zależności:

$$S_{gmin} = \frac{(m_t + m_l') \cdot g \cdot l_{kg}^2}{8 \cdot f_u} = \frac{(m_t + m_l') \cdot g \cdot l_{kg}}{8 \cdot 0,015} [N]$$

$$S_{dmin} = \frac{m_t \cdot g \cdot l_{kd}^2}{8 \cdot f_u} = \frac{m_t \cdot g \cdot l_{kd}}{8 \cdot 0,015} [N]$$

Zatem wartość siły S_1 i S_4 powinna być większa od S_{gmin} , a wartość S_2 i S_3 powinna być większa od S_{dmin} .

Jeżeli powyższy warunek nie został spełniony należy przeprowadzić korekcję sił w taśmie. Wartość siły korekcyjnej ΔS jest równa:

$$\Delta S = \text{MAX}(S_{gmin} - S_1; S_{gmin} - S_4; S_{dmin} - S_2; S_{dmin} - S_3) [N]$$

Wartości sił w taśmie po korekcji:

$$S_1 = S_1 + \Delta S$$

$$S_2 = S_2 + \Delta S$$

$$S_3 = S_3 + \Delta S$$

$$S_4 = S_4 + \Delta S$$

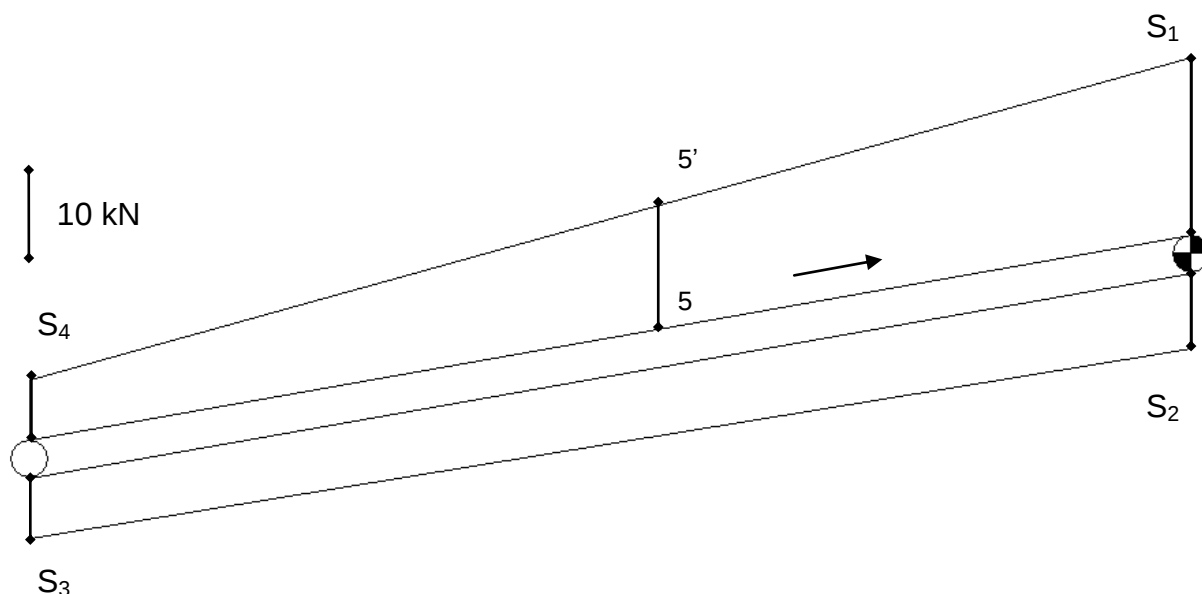
Korekcję przeprowadza się wyłącznie w przypadku $\Delta S > 0$.

Siła maksymalna występująca w taśmie w ruchu ustalonym wynosi:

$$S_{max} = \text{MAX}(S_1; S_2; S_3; S_4) [N]$$

Wykres sił w taśmie.

Ponieważ zmiana wartości sił między punktami 2÷3 i 4÷1 jest liniową funkcją długości przenośnika L , można wierzchołki wektorów sił w punktach 2,3 i 4,1 połączyć linią prostą. Uzyskana obwiednia umożliwia określenie siły rozciągającej taśmę w dowolnym punkcie np. w punkcie 5 będzie to siła, której wartość reprezentuje długość odcinka 5-5'.



4 Dobór wytrzymałości taśmy.

Taśmy przenośnikowe są produkowane obecnie w tak wielu odmianach (różnorodne właściwości wytrzymałościowe i fizykochemiczne), że możliwe jest dobranie właściwej taśmy do różnych warunków eksploatacji. Punktem wyjścia jest dobór odpowiedniej konstrukcji i typu rdzenia taśmy, a następnie dobór rodzaju okładek i ich grubości. Należy jednak pamiętać, że wiele właściwości taśm zależy od obu składników. Dlatego też porównuje się ważniejsze właściwości taśm wykonywanych z dobrego rdzenia, okładek oraz przekładek ochronnych. Przy doborze taśmy konieczna jest wnikliwa analiza techniczna, której celem jest:

- dobór najwłaściwszej konstrukcji rdzenia taśmy uwzględniający wytrzymałość nominalną, wydłużenia i trwałość złącza,
- dobór materiału i grubości okładek uwzględniający właściwości wytrzymałościowe, ścieralność, trudnopalność oraz odporność na działanie czynników chemicznych i fizycznych,
- dobór przekładek ochronnych uwzględniający przede wszystkim odporność na przebicia,
- porównanie właściwości wybranych taśm jako całości uwzględniające sztywność, zdolność przejmowania energii spadającej bryły, odporność na przecięcia, właściwości palne i elektryczne oraz przewidywaną trwałość taśm i złączy.

W najszerszym zakresie dobór taśmy przedstawia norma DIN 22101. Metoda doboru wytrzymałości taśmy według tej normy uwzględnia następujące czynniki:

- spadek wytrzymałości statycznej w złączu taśmy r_p ,
- maksymalna siła w taśmie w ruchu ustalonym S_{max} ,
- współczynnik bezpieczeństwa w ruchu ustalonym λ_u ,

Dobierana wytrzymałość taśmy musi spełnić następujące zależności:

$$K_N > \frac{\lambda_u}{1-r_p} \cdot \frac{S_{max}}{B} \quad [\text{kN/m}]$$

Spadek wytrzymałości statycznej w złączu taśmy r_p przyjmowany jest z tablicy

Straty wytrzymałości w połączeniu wg DIN 22101.

Materiał przekładek rdzenia	Rodzaj połączenia	Straty wytrzymałości r_p
B – bawełna P – poliamid E – poliester	połączenia zakładkowe w taśmach wieloprzekładkowych *	1/z **
	połączenie bez straty przekładki	0
	taśma jedoprzekładkowa	$\leq 0,3$
	rozbieralne mechaniczne	$> 0,4$
St – stal	liczba stopni $n \leq 2$	0
	liczba stopni $n \geq 3$	$0,5(n - 2)$

* Służne tylko dla połączeń schodkowych.

** z – liczba przekładek

Materiały przekładek	Warunki pracy	Ruch ustalony
		λ_u
Bawełna, Poliamid, Poliester, Stal	dobrze	$\geq 6,7$
	średnie	$\geq 8,0$
	złe	$\geq 9,5$

Współczynnik bezpieczeństwa taśmy przed zerwaniem $s_u = \frac{\lambda_u}{1-r_p}$, dla taśm o rdzeniu tkaninowym pracujących w trudnych warunkach zaleca się przyjmować z przedziału

$s_u = [9 \div 12]$. Dla taśm z linkami stalowymi $s_u = [7 \div 9.5]$.

5 Spis literatury

Literatura podstawowa

1. MURZYŃSKI Z.: Wytyczne doboru taśm, Bełchatowskie Zakłady Przemysłu Gumowego Stomil Bełchatów S.A.
2. Żur T., Hardygóra M.: „Przenośniki taśmowe w górnictwie”. Wydawnictwo „Śląsk” sp. z o. o., Katowice 1996 r.
3. Norma Gurtförderer für Schüttgüter - DIN 22 101.

Literatura uzupełniająca

1. Alles R. Fördergurte Berechnungen „Transportband-Dienst”. ContiTechnik, Edition Hannover 1985 r.
2. Antoniak J.: „Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach”. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1990 r.
3. Antoniak J.: „Przenośniki taśmowe. Wprowadzenie do teorii i obliczenia”. Wydawnictwo Politechniki Gliwickiej, Gliwice 2004 r.
4. Antoniak J.: „Systemy transportu przenośnikami taśmowymi w górnictwie”. Wydawnictwo Politechniki Gliwickiej, Gliwice 2005 r.
5. Breidenbach H.: Foerdergurt - Technik, Projektierung und Berechnung, BTR DUNLOP BELTING GROUP
6. Gładysiewicz L.: Przenośniki taśmowe. Teoria i obliczenia. Wrocław 2003.