

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 bębniem 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_r	– współczynnik przeciążalności napędu,
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 ciągnięciu górnym w ruchu ustalonym, [kN]
S_{2u}	– siła w ciągnięciu 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

2.1 Masy elementów ruchomych przenośnika

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_l' urobku obciążającego 1 [m] długości taśmy przenośnika

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

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

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:

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

$$l_{kg} = 1 \text{ m}$$

$$l_{kd} = 3 \text{ m}$$

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

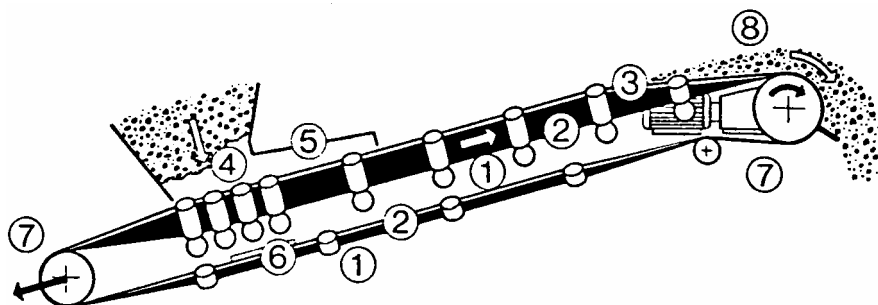
Taśmy trudnopalne wieloprzekładowe GTP dla górnictwa podziemnego

Oznaczenie taśmy	Liczba przekładek	Grubość okładek [mm]	Masa taśmy m_{ij} [kg/m ²]
GTP-800/2-2-I	2	2+2	13.50
		4+2	16.58
		4+3	18.12
		5+3	19.66
		6+3	21.14
GTP-1000/2-2-I	2	2+2	13.96
		4+2	17.04
		4+3	18.58
		5+3	20.12
		6+3	21.60
GTP-1000/3-2-I	3	2+2	17.43
		4+2	20.51
		4+3	22.05
		5+3	23.59
		6+3	25.07
GTP-1250/2-2-I	2	2+2	14.33
		4+2	17.41
		4+3	18.95
		5+3	20.49
		6+3	21.97
GTP-1250/3-2-I	3	2+2	18.09
		4+2	21.17
		4+3	22.71
		5+3	24.25
		6+3	25.73
GTP-1250/4-2-I	4	2+2	20.68
		4+2	23.76
		4+3	25.30
		5+3	26.84
		6+3	28.32
GTP-1400/4-2-I	4	4+2	24.27
		4+3	25.81
		5+3	27.35
		6+3	28.83
GTP-1600/4-2-I	4	4+2	25.15
		4+3	26.69
		5+3	28.23
		6+3	29.71
GTP-1800/4-2-I	4	4+2	25.80
		4+3	27.34
		5+3	28.88
		6+3	30.36
GTP-2000/4-2-I	4	4+2	25.80
		4+3	27.34
		5+3	28.88
		6+3	30.36

2.2 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 kół.
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 kół, 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, kół 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 .

2.2.1 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 kół napędzających, 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.

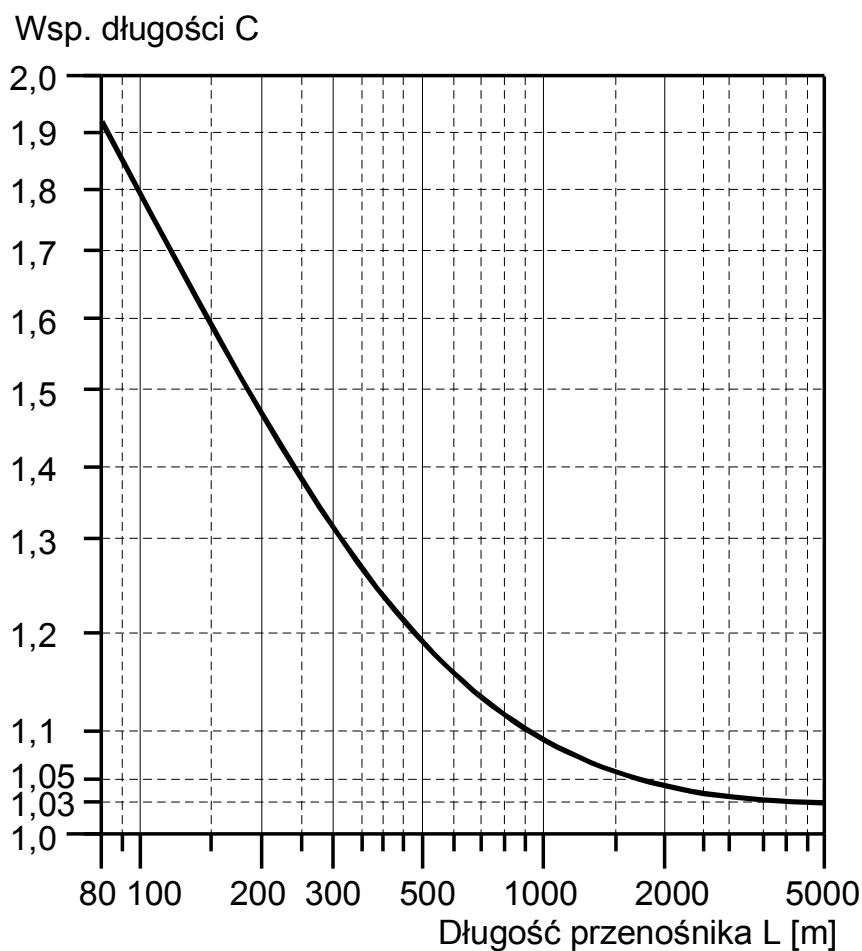
Wartości współczynnika oporów ruchu f .

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 tarciem wewnętrznym	0,016	0,0165	0,017	0,018	0,02	0,022
Dobre ułożenie przenośnika, kółka lekko obracające się, ładunek z małym tarciem wewnętrznym	0,0135	0,014	0,015	0,016	0,017	0,019
Niekorzystne warunki ruchowe, ładunek z dużym tarciem 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 tarciem 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 tablicy. 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 tablicy:

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

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:

$$f_g \approx f_d \approx f$$

2.3 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^-
Z elektrobębniem	0,96		
Przez przekładnię	0,94	0,92	
Przez przekładnię i 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]
1,5	22	160
2,2	30	200
3	37	250
4	45	315
5,5	55	400
7,5	75	500
11	90	630
15	110	1000
18,5	132	1500
		2000

3. Obliczenia sił w taśmie

3.1 Sprężenie cienne.

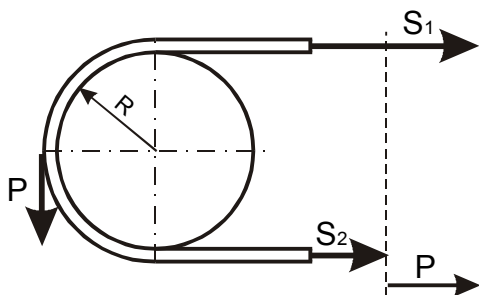
S_1 – siła w taśmie nabiegającej na bęben napędowy,
 S_2 – siła w taśmie zbiegającej z bębna napędowego,

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 .

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 bębniem 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



Siły występujące w taśmie.

$$P = S_1 - S_2$$

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

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

$$P \leq S_2 \cdot e^{\mu\alpha} - S_2$$

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

Dla ruchu ustalonego $P = W_c$,
zatem

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

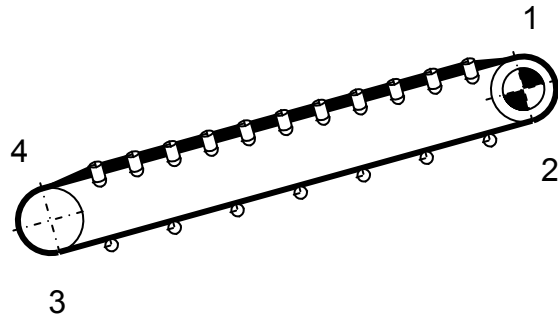
Współczynnik k_p , zabezpieczenia przed makropoślizgiem układu ciernego taśma-bęben napędowy przyjmuje się z przedziału k_p [1.2÷1.3] dla ruchu ustalonego. Dla urządzeń napinających nadążnych (w tym ciężarowych) można przyjąć $k_p=1.1$. Dla długich przenośników i nienadążnych urządzeń napinających należy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

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

$$S_3 = S_2 + W_d$$

$$S_4 = S_3$$

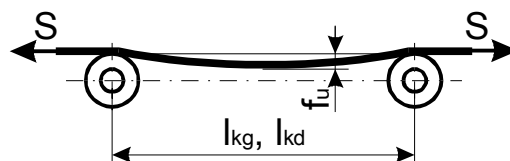
$$S_1 = S_4 + W_g$$



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:

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

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

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:

$$S_1 = S_1 + \Delta S$$

$$S_2 = S_2 + \Delta S$$

$$S_3 = S_3 + \Delta S$$

$$S_4 = S_4 + \Delta S$$

Siła maksymalna występująca w taśmie w ruchu ustalonym wynosi:

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

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 wybranego 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 s_u ,

Dobierana wytrzymałość taśmy musi spełnić następujące zależności:

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

Spadek wytrzymałości statycznej w złączu taśmy r_p przyjmowany jest z tablicy

Straty wytrzymałości w połączeniu wg DIN 22101.

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

* Słuszne tylko dla połączeń schodkowych.

** z – liczba przekładek

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

5. Spis literatury

- Antoniak J., Lutyński A.: „Poradnik użytkownika taśm transporterowych i innych wyrobów gumowych produkcji F.T.T. Stomil Wolbrom S.A.”. Wolbrom-Gliwice, wrzesień 1995 r.
- Antoniak J.: „Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach”. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1990 r.
- Alles R. Fördergurte Berechnungen „Transportband-Dienst”. ContiTechnik, Edition Hannover 1985 r.
- Goździecki M., Świątkiewicz H.: „Przenośniki”. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1975 r.
- MURZYŃSKI Z.: Wytyczne doboru taśm, Bełchatowskie Zakłady Przemysłu Gumowego Stomil Bełchatów S.A.
- „Poradnik eksploatacji taśm przenośnikowych”. Zakłady Gumowe Górnictwa BYTOM.
- Ściegosz Wł.: „Obliczanie podstawowe przenośników taśmowych”- Zeszyty problemowe. Centralny Ośrodek Badawczo-Projektowy Górnictwa Odkrywkowego POLTEGOR; Branżowy Ośrodek Informacji Naukowo-Technicznej i Ekonomicznej, Wrocław 1972 r.
- Żur T., Hardygóra M.: „Przenośniki taśmowe w górnictwie”. Wydawnictwo „Śląsk” sp. z o. o., Katowice 1996 r.