

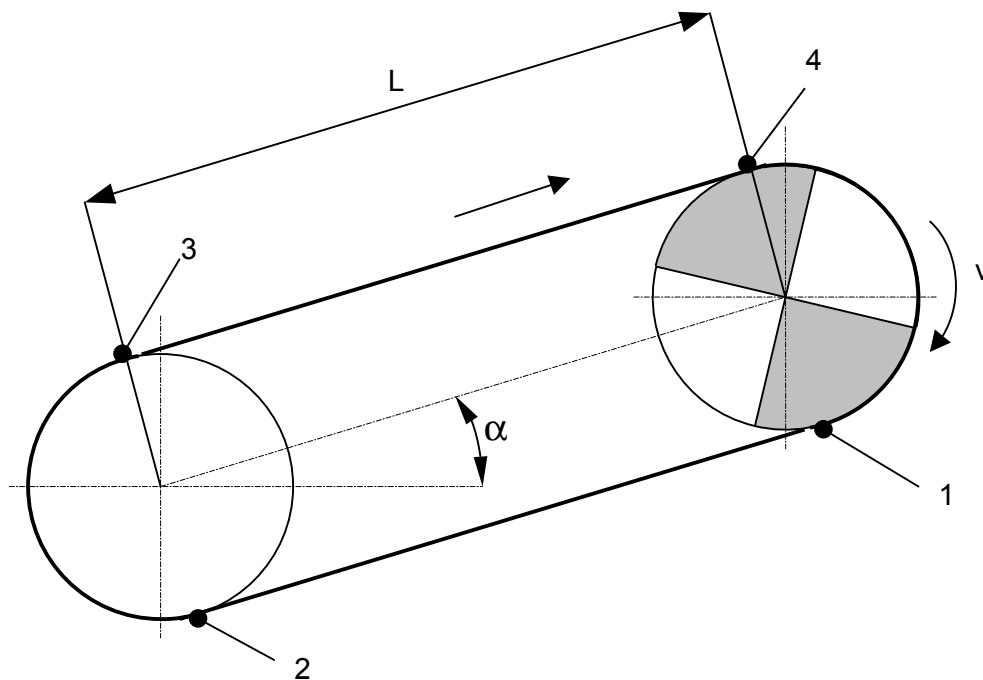
Obliczanie podstawowych parametrów przenośnika zgrzeblowego.

W zakres podstawowych obliczeń parametrów przenośnika zgrzeblowego (Redlera) w ruchu ustalonym, o zadanej wydajności, długości i nachyleniu, wchodzi:

- obliczenie oporów ruchu materiału transportowanego i łańcucha ze zgrzeblami.
- obliczenie mocy napędu i dobór silnika.
- określenie maksymalnych sił rozciągających ciągną (łańcuch) i dobór jego parametrów wytrzymałościowych

Wyznaczenie siły w łańcuchu

Obliczenie siły rozciągających w łańcuchu rozpoczynamy od ustalenia charakterystycznych punktów na obwodzie ciągną (łańcucha).



Jako punkt „1” oznacza się miejsce, w którym można określić wymaganą wartość siły rozciągającej.

Przyjmuje się, że do zapewnienia poprawnej współpracy łańcucha ogniowego z kołem łańcuchowym wymagana jest siła od 5 do 10 kN.

Zatem w przypadku jak na rys.1, punkt „1” będzie stanowić miejsce zbiegania łańcucha z koła gniazdowego napędzającego łańcuch.

Następny punkt „2” na obwodzie ciągną wyznacza się w miejscu, które określi odcinek 1-2. Na jego długości charakter oporów ruchu nie zmienia się np. w wyniku zmiany kąta nachylenia, współczynnika tarcia, masy itp.



Siły w charakterystycznych punktach na obwodzie cięgna określa ogólny wzór:

$$S_n = S_{n-1} + W_{n-1 \div n} \quad (1)$$

gdzie: S_n – siła rozciągająca cięgna (łańcuch) w punkcie n
 $W_{n-1 \div n}$ – opór ruchu cięgna i materiału na odcinku od $n-1$ do n

Korzystając ze wzoru (1) otrzymamy następujące siły rozciągające w charakterystycznych punktach obwodu cięgna:

$$\begin{aligned} S_1 &= 5 \div 10 \text{ kN} \\ S_2 &= S_1 + W_{1 \div 2} \text{ kN} \\ S_3 &= S_2 + W_{2 \div 3} \text{ kN} \\ S_4 &= S_3 + W_{3 \div 4} \text{ kN} \end{aligned}$$

Opory ruchu $W_{1 \div 2}$ oraz $W_{3 \div 4}$, które wpływają na wartość sił rozciągających cięgno, wynikają z sił tarcia i składowych stycznych sił ciężkości materiału transportowanego oraz łańcucha i zgrzebeł.

Przyjmujemy następujące oznaczenia:

q_l – masa jednego metra łańcucha wraz z zgrzebełami [kg/m]

q_u – masa urobku (materiału transportowanego) znajdującego się na jednym metrze przenośnika [kg/m]. Wartość q_u można obliczyć z zależności :

$$q_u = \frac{Q_m}{3.6 \cdot v} \quad (2)$$

gdzie: Q_m – wydajność masowa przenośnika [t/h]
 v – prędkość urobku (łańcucha) [m/s]

f_1 – współczynnik oporu ruchu łańcucha i zgrzebeł o dno rynny.

$$f_1 = 0,25 \div 0,35$$

f_2 – współczynnik oporu ruchu materiału transportowanego o dno rynny.

Przy transporcie po stalowych rynnach można przyjąć:

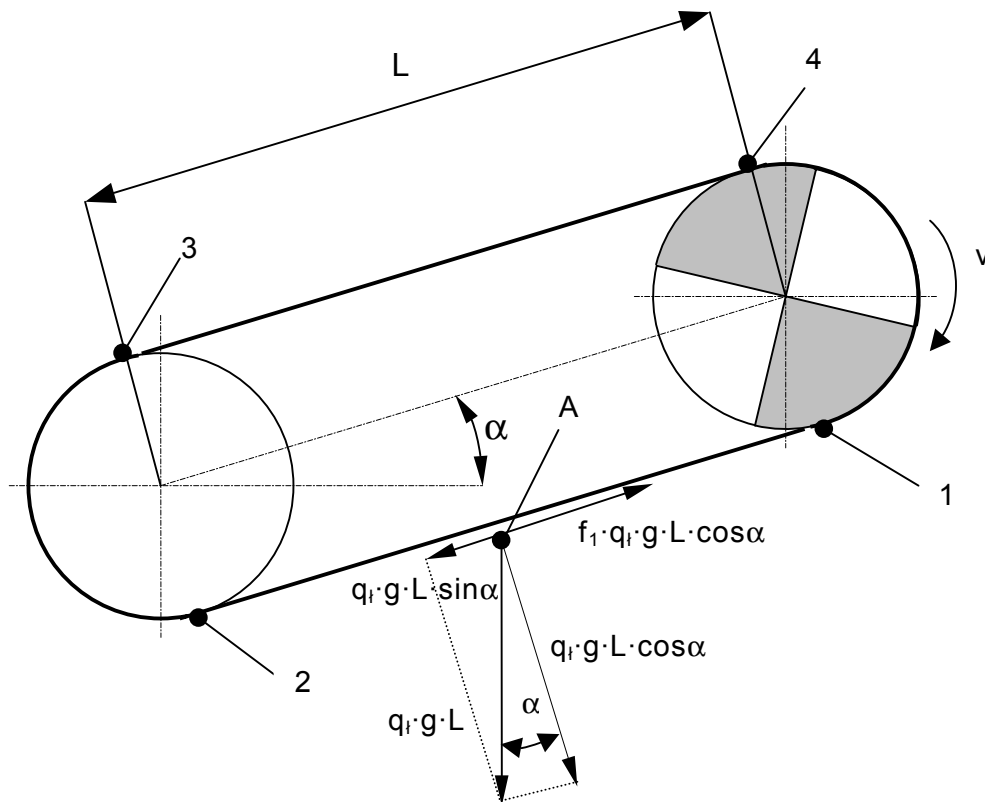
dla węgla	$f_2 = 0,4 \div 0,6$
dla drewna (trociny)	$f_2 = 0,8$
dla grafitu w proszku	$f_2 = 0,3 \div 0,4$
dla torfu w kawałkach	$f_2 = 0,4 \div 0,7$
dla ziarna zbóż	$f_2 = 0,4 \div 0,6$

L – długość przenośnika [m]

α - kąt nachylenia przenośnika [°]



Rozkład sił w cięgnię przenośnika zgrzeblowego na odcinku 1÷2



Masę cięgna skupiono w punkcie A i ma ona wartość równą: $q_t \cdot L$
Siły składowe oporów ruchu, które zwiększają siłę w punkcie „2” przyjmujemy ze znakiem „+”, siły składowe zmniejszające siłę w punkcie 2 przyjmujemy ze znakiem „-”.

$$W_{1+2} = f_1 \cdot q_t \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha - q_t \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha$$

$$S_2 = S_1 + f_1 \cdot q_t \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha - q_t \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha$$

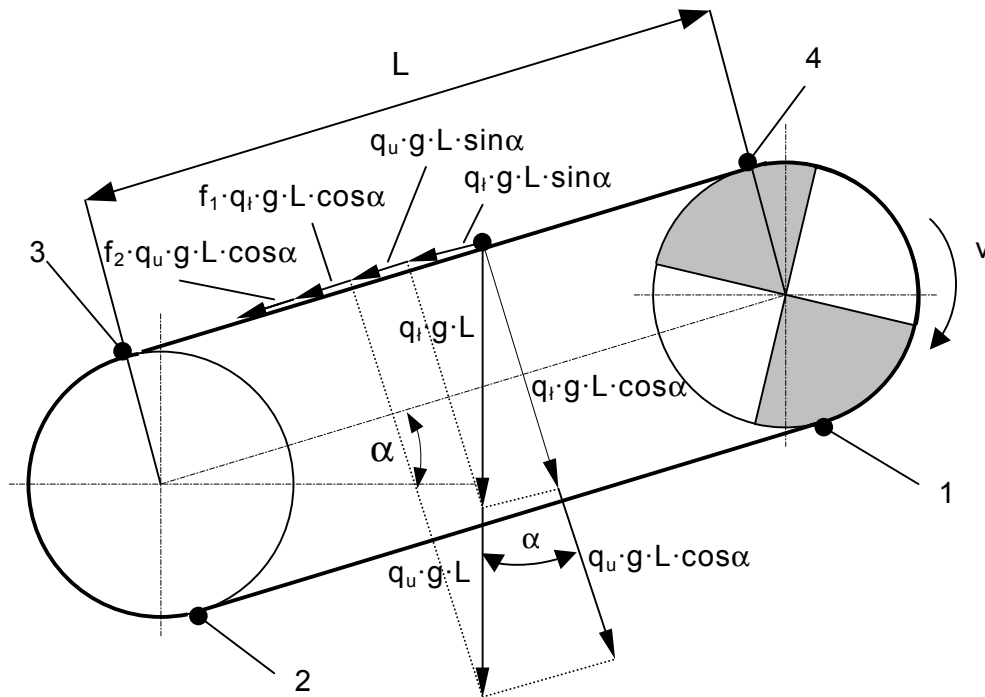
Na odcinku 2-3, na którym łańcuch zmienia kierunek ruchu o 180° , określenie analityczne oporów ruchu jest trudne ze względu na złożoność zjawisk występujących w tym miejscu i dlatego w uproszczonych obliczeniach przyjmujemy że opory ruchu na tym odcinku powiększają siłę S_3 o 3÷5% w stosunku do wartości siły S_2 .

Siłę S_3 wyznaczamy z następującej zależności:

$$W_{2+3} = S_2 \cdot (0,03 \div 0,05)$$

$$S_3 = S_2 + W_{2+3} = S_2 \cdot (1,03 \div 1,05)$$

Rozkład sił w cięgnię przenośnika zgrzeblowego na odcinku 3÷4



$$W_{3+4} = f_1 \cdot q_f \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha + f_2 \cdot q_u \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha + q_f \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha + q_u \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha$$

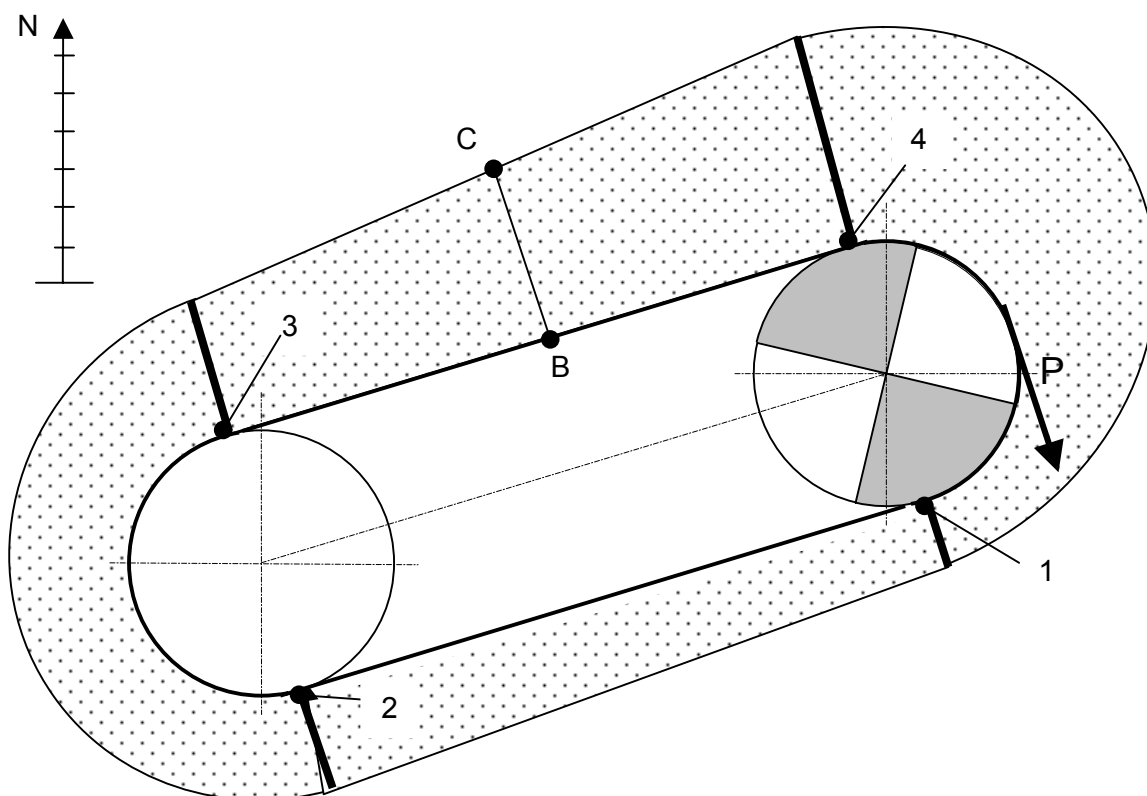
$$S_4 = S_3 + f_1 \cdot q_f \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha + f_2 \cdot q_u \cdot g \cdot L \cdot \cos \alpha + q_f \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha + q_u \cdot g \cdot L \cdot \sin \alpha$$

Na odcinku 4÷1, na którym łańcuch zmienia kierunek ruchu na kole łańcuchowym o 180° , określenie analityczne oporów ruchu jest tak samo trudne jak na odcinku 2÷3 i dlatego w uproszczonych obliczeniach przyjmujemy że opory ruchu na tym odcinku wynoszą 6%÷10% sumy sił na końcach przedziału, czyli siły S_4 i S_1 , zatem:

$$W_{4+1} = (S_4 + S_1) \cdot (0,06 \div 0,1)$$



Na podstawie wyznaczonych sił na możemy przedstawić wykreślenie wartości sił w ciągu w dowolnym punkcie trasy przenośnika.



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



Obliczenie mocy napędu

Moc silnika „Ns” niezbędną do ustalonej pracy przenośnika wyznaczamy na podstawie znanych wartości sił rozciągających cięgno oraz prędkości cięgna.

$$N_s = \frac{P \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

$$P = W_{1+2} + W_{2+3} + W_{3+4} + W_{4+1} = S_4 - S_1 + W_{4+1} \quad [\text{N}]$$

$$N_s = \frac{[S_4 - S_1 + (S_1 + S_4) \cdot (0,06 \div 0,1)] \cdot v}{1000 \cdot \eta} \quad [\text{kW}]$$

gdzie: N_s – znamionowa moc silnika [kW]

P – siła napędowa równoważąca opory ruchu przenośnika [N]

v – prędkość liniowa cięgna [m/s]

η – sprawność napędu

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_{sh}$$

η_p – sprawność przekładni (0,93÷0,95)

η_h – sprawność sprzęgła hydrodynamicznego (0,96÷0,97)

Po wyznaczeniu niezbędnej mocy silnika należy dobrać silnik z katalogu o mocy równej lub większej od obliczonej wartości „Ns”. Należy jednak pamiętać, że dobrany silnik o mocy większej niż niezbędna może przy przeciążeniach spowodować wystąpienie w cięgnach sił większych niż założone w obliczeniach. Należy zatem sprawdzić jaka maksymalna siła w cięgnach, w ruchu ustalonym może pojawić się dla dobranej z nadmiarem mocy silnika.

$$S_{\max} = k_p \cdot \frac{N_{\text{dob}} \cdot \eta \cdot 1000}{n \cdot v} \quad [\text{N}]$$

gdzie: $S_{\max}$ – maksymalna siła w cięgnie [N]

N_{dob} – moc silnika dobrego [kW]

η – sprawność napędu

n – liczba cięgien (łańcuchów)

v – prędkość liniowa cięgna [m/s]

k_p – współczynnik nierównomierności obciążenia pasm łańcuchów

$$k_p = 1 \quad \text{gdy } n = 1$$

$$k_p = 1,04 \quad \text{gdy } n = 2$$

$$k_p = 1,02 \div 1,08 \quad \text{gdy } n = 3$$

Na podstawie obliczonej maksymalnej siły rozciągającej dobieramy łańcuch z katalogu korzystając ze nierówności:

$$S_{\max} \leq \frac{S_{zr}}{k} \quad [\text{N}]$$

gdzie: S_{zr} – katalogowa siła zrywająca łańcuch [N]

k – współczynnik bezpieczeństwa

$$k = 4 \div 6$$

Wartość współczynnika k zależy między innymi od sposobu rozruchu napędu.



Parametry łańcuchów ogniowych

Wielkość łańcucha d x p [mm]		14 x 50	18 x 64	24 x 86	26 x 92	30 x 108	34 x 126
Masa jednostkowa łańcucha [kg/m]		4.0	6.6	12.0	13.7	18.2	23.0
Masa jednostkowa łańcucha ze zgrzeblami [kg/m]		7.6	9.8	14.5	23.7	28.2	33.1
Siła zrywająca łańcuch [kN]	B	190	320	570	670	890	1010
	C	250	410	720	850	1130	1285
	D	310	510	900	1060	1410	1610